



**Diogo Filipe Neves
Malveiro**

**Propostas de Redução de Utilização de Cobre em
Esquentadores**



**Diogo Filipe Neves
Malveiro**

**Propostas de Redução de Utilização de Cobre em
Esquentadores**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Dr. Vítor Costa, Professor associado com agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Esta dissertação é fruto do trabalho realizado ao longo de cinco belos anos letivos, e dedicada a todos aqueles que contribuíram para a realização da mesma; a todos o meu muito OBRIGADO

Espírito forte,
vontade de combater,
tento ser um guerreiro,
que na vida quero vencer.

Porque nem tudo é trabalho,
Levo comigo um sorriso,
Dou de mim o que valho,
E quando não sei improviso.

Não nasci ensinado,
Mas quero muito aprender,
Se tiveres comigo paciência,
Um amigo vais receber.

o júri / The Jury

Presidente/ President

Prof. Doutor Fernando José Neto da Silva

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Vogais / Committee

Engenheiro Victor Manuel dos Santos Pinho

Bosch Termotecnologia, S.A.

Prof. Doutor Vítor António Ferreira da Costa

Professor associado c/agregação do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Agradecimentos/ Acknowledgements

Em primeiro lugar não poderia deixar de agradecer aos meus queridos Pais, não só pelo apoio dado ao longo do meu percurso estudantil como por todas as oportunidades, conselhos e ensinamentos proporcionados até ao momento. Resumidamente, por tudo aquilo que sou.

Quero agradecer ao Professor Doutor Vítor Costa orientador da universidade de Aveiro, e ao meu coorientador na empresa Bosch Engenheiro Victor Santos, pelo apoio incessante ao longo da realização da minha dissertação, motivando-me e proporcionando-me os melhores ensinamentos.

A toda a equipa da Bosch Termotecnologia pelo modo como me acolheu nas suas instalações, facultando-me as melhores condições para a realização desta dissertação.

Por fim, agradeço também ao meu grupo de amigos, pelos momentos universitários proporcionados e toda a ajuda prestada neste percurso maravilhoso de 5 anos.

Palavras-chave

Bosch, esquentador, permutador de calor, cobre, modelo termodinâmico

Resumo

É apresentado um conjunto de propostas com vista à redução de custos de permutadores de calor, utilizados em esquentadores fabricados pela Bosch Termotecnologia. A análise incide em câmaras de combustão não ventiladas, com capacidade para aquecer um caudal de água máximo de 11 litros por minuto.

São estudadas/avaliadas três alternativas à atual câmara, e é selecionada a melhor, para uma futura implementação prática.

A avaliação das três propostas é feita através do modelo elaborado, tendo como objetivo avaliar as trocas térmicas presentes no esquentador em análise. Antes, o modelo é validado por comparação dos resultados com os obtidos experimentalmente.

Das propostas analisadas a que revelou ter melhor relação custos/performance térmica foi a substituição de parte da câmara de combustão ("saia") por um material isolante, eliminando assim, parcialmente, a utilização de cobre.

O trabalho termina com a proposta final para futura prototipagem.

Keywords

Bosch, water heater, heat exchanger, copper, thermodynamic model.

Abstract

This thesis has as the main objective the presentation of a set of proposals for cost reduction in heat exchangers which are made and used by Bosch Thermotechnology. The analyzed combustion chamber belongs to non-ventilated chambers, with a capacity to heat water at a maximum flow rate of 11 liters per minute.

Three alternatives to the current chamber are presented and the one with the better results is selected for future practical application. The evaluation of proposals is carried out using a model developed and presented in this work, with the purpose of simulating the thermal exchanges present in these type of heaters. The model is validated by performing a comparative analysis between its results and the results obtained experimentally.

Regarding the proposals discussed, the one that results in less costs and high thermal performance is the replacement of part of the combustion chamber by an insulating material, eliminating part of the copper. Finally, a proposal is presented for future prototyping.

Conteúdo

Conteúdo.....	i
Lista de Figuras.....	iii
Lista de Tabelas	v
Nomenclatura.....	vii
1. Introdução	1
1.1 Enquadramento e objetivos do trabalho.....	1
1.2 Motivação	2
2. Estado da arte.....	5
2.1 Introdução.....	5
2.2 Sistemas de produção de água quente sanitária mais utilizados	5
2.3 Esquentadores a gás	9
2.4 Caracterização dos esquentadores e apresentação do caso de estudo: WR11-2.....	9
2.5 Permutador de calor do esquentador WR11-2	12
3. Modelação dos processos de transferência de calor.....	15
3.1 Introdução.....	15
3.2 Princípios do modelo	15
3.3 Sistemas de admissão de água e gás do esquentador WR11-2	20
3.4 Processo de combustão.....	21
3.5 Transferência de calor na "saia"	25
3.5.1 Transferência de calor dos gases para a "saia"	25
3.5.1.1 Área A.....	26
3.5.1.2 Área B.....	30
3.5.1.3 Área A e B	30
3.5.2 Transferência de calor para a serpentina de entrada de água	31
3.5.3 Transferência de calor para a serpentina de saída de água	34
3.5.4 Transferência de calor da saia para o ambiente exterior.....	35
3.6 Transferência de calor no permutador de tubos alhetados.....	36

3.6.1	Coeficiente de transferência de calor por convecção interior.....	36
3.6.2	Coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior dos tubos alhetados.....	38
3.6.3	Eficiência das alhetas.....	40
3.6.4	Transferência de calor no permutador de tubos alhetados	42
3.7	Apresentação e discussão dos resultados.....	44
3.7.1	Análise dos resultados	50
4.	Validação do modelo	51
4.1	Introdução.....	51
4.2	Preparação para os testes	51
4.3	Procedimento experimental	53
4.4	Comparação dos resultados com os do modelo	54
4.5	Análise dos resultados.....	54
5.	Propostas que visam reduzir a utilização do cobre.....	57
5.1	Introdução.....	57
5.2	Soluções propostas	58
5.2.1	Alteração do percurso da água por redução do comprimento das serpentinas.....	59
5.2.1.1	NS-20.....	60
5.2.1.2	Análise de custos da proposta NS-20.....	61
5.2.1.3	NS-50.....	62
5.2.1.4	Análise de custos da proposta NS-50.....	64
5.2.1.5	NS-D.....	64
5.2.1.6	Análise de custos da proposta NS-D.....	66
5.2.2	Substituição das alhetas em cobre por um material alternativo.....	66
5.2.2.1	Análise de custos da substituição das alhetas.....	68
5.2.3	Substituição da saia em cobre por um material alternativo	68
5.2.3.1	Análise de custos da substituição da saia em cobre por um material alternativo.....	70
5.3	Seleção da proposta para realização de um protótipo.....	71
6.	Industrialização.....	73
6.1	Introdução.....	73
6.2	Aplicação prática.....	73
6.3	Análise térmica	74
6.4	Custos relativos	79
6.5	Análise dos resultados.....	80
7.	Considerações finais.....	81
7.1	Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros.....	81
	Bibliografia	83
	Anexos	84

Lista de Figuras

Figura 2.1: Esquema de funcionamento de um Termoacumulador a gás.....	6
Figura 2.2: Esquema de funcionamento de um painel solar	7
Figura 2.3: Esquema representativo de instalação de um aparelho elétrico instantâneo.....	7
Figura 2.4: Esquema de funcionamento de uma bomba de calor	8
Figura 2.5: Exemplo de designação dos aparelhos da Bosch	10
Figura 2.6: Foto sem chapa frontal de um esquentador gama Compact, e descrição dos seus componentes principais	11
Figura 2.7: Câmara de combustão de um WR11-2.....	12
Figura 3.1: Esquema da troca térmica num esquentador WR11-2	16
Figura 3.2: Serpentina de entrada.....	17
Figura 3.3: Serpentina de saída	17
Figura 3.4: Permutador de tubos alhetados.....	17
Figura 3.5: Paredes laterais da câmara ou "saia"	17
Figura 3.6: Fluxograma correspondente ao modelo elaborado.....	19
Figura 3.7: Sistema conjunto de válvula de gás e automático de água	20
Figura 3.8: Arrastamento de ar primário mais combustível.....	22
Figura 3.9: Arrastamento de ar secundário	22
Figura 3.10: Percentagem CH ₄ vs. excesso de ar	23
Figura 3.11: Divisão em áreas das paredes laterais da câmara	26
Figura 3.12: Esquema auxiliar da metodologia utilizada entre as áreas A e B	30
Figura 3.13: Esquema exemplificativo da transferência de calor na serpentina de entrada	33
Figura 3.14: Esquema exemplificativo da transferência de calor na serpentina de saída.....	34
Figura 3.15: Turbulador	36
Figura 3.16: Aproximação utilizada para o cálculo da convecção no interior dos tubos alhetados	37
Figura 3.17: Alhetas de um esquentador WR11-2	38
Figura 3.18: Aproximação utilizada para o cálculo do rendimento das alhetas	40
Figura 3.19: Eficiência das alhetas anulares de perfil retangular (6).....	41
Figura 3.20: Relação de caudal de água vs. variação temperatura.....	45
Figura 3.21: Relação Q _{nominal} vs Temperatura adiabática de chama.....	46
Figura 3.22: Perfil de Temperatura da saia para várias %Q _n & %m _w	46
Figura 3.23: Temperatura da água ao longo da câmara de combustão.....	47
Figura 3.24: Temperatura dos produtos de combustão ao longo da câmara de combustão.....	47
Figura 3.25: Queda da pressão dos produtos de combustão no permutador de tubos alhetados	48

Figura 3.26: Temperaturas máximas nas alhetas em função do Q_n	48
Figura 3.27: Temperatura da alheta em função de $\%Q_n$ & $\%mw$	49
Figura 3.28: Variação do coeficiente global de transferência de calor em função $\%Q_n$ & $\%mw$...	49
Figura 4.1: Caudalímetros de água e gás	52
Figura 4.2: Sensor de medição de temperatura e de CO	53
Figura 4.3 Sensor de medição da temperatura da saia.....	53
Figura 5.1: Variação do custo de aquisição do cobre (2).....	57
Figura 5.2: Temperatura na saia, proposta NS-20.....	60
Figura 5.3: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta NS-20.....	60
Figura 5.4: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta NS-20.....	61
Figura 5.5: Temperatura na saia, proposta NS-50.....	62
Figura 5.6: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta NS-50.....	63
Figura 5.7: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta NS-50.....	63
Figura 5.8: Temperatura na saia, proposta NS-D.....	64
Figura 5.9: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta NS-D.....	65
Figura 5.10: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta NS-D	65
Figura 5.11: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta alhetas de alumínio	66
Figura 5.12: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta alhetas de alumínio	67
Figura 5.13: Temperatura e rendimento alhetas, proposta alhetas alumínio	67
Figura 5.14: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta saia isolante ..	69
Figura 5.15: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta saia em isolante....	70
Figura 6.1: Constituição final proposta das paredes laterais da saia, proposta final.....	74
Figura 6.2: Percentagem CH ₄ vs. excesso de ar, proposta final	75
Figura 6.3: Relação $Q_{nominal}$ vs temperatura adiabática de chama, proposta final.....	75
Figura 6.4: Perfil de temperaturas da saia, proposta final	76
Figura 6.5: Temperatura da água ao longo da câmara de combustão, proposta final.....	76
Figura 6.6: Temperatura dos produtos de combustão ao longo da câmara de combustão, proposta final.....	77
Figura 6.7 Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta final	77
Figura 6.8: Temperaturas máximas nas alhetas em função do Q_n , proposta final	78
Figura 6.9: Temperatura da alheta em função de $\%Q_n$ & $\%mw$, proposta final	78
Figura 6.10: Coeficiente global de transferência de calor em função $\%Q_n$ & $\%mw$, proposta final	79

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Tabela resumo dos aparelhos de aquecimento de água sanitária	8
Tabela 2.2: Tipos de esquentadores (5)	9
Tabela 3.1: Relação % combustível versus λ	23
Tabela 3.2: Tabela de resultados	44
Tabela 4.1: Tabela de pontos experimentais	52
Tabela 4.2: Equipamento usada para teste	52
Tabela 4.3: Valores experimentais vs. valores calculados	54
Tabela 5.1: Rendimento de uma câmara de combustão utilizando três materiais distintos (6) ...	58
Tabela 5.2: Custos da câmara atual de um esquentador WR11-2	61
Tabela 5.3: Custos relativos à proposta NS-20	62
Tabela 5.4: Custos relativos à proposta NS-50	64
Tabela 5.5: Custos relativos à proposta NS-D	66
Tabela 5.6: Custos relativos à proposta alhetas de alumínio	68
Tabela 5.7 : Tabela de materiais isolantes encontrados	69
Tabela 5.8: Temperaturas de trabalho dos isolantes térmicos	69
Tabela 5.9: Custos relativos à proposta Dalfratex (14)	70
Tabela 5.10: Custos relativos à proposta Promalight-320	70
Tabela 5.11 Custos relativos à proposta Promaglaf B	71
Tabela 5.12: Resumo das Propostas	71
Tabela 6.1: Pesos aproximados das Soluções	74
Tabela 6.2: Custos relativos da proposta final	80

Nomenclatura

Esta secção serve para sumariar a principal nomenclatura utilizada nesta dissertação.

A	Área, m^2
A_b	Área da base sem alhetas, m^2
A_c	Área de escoamento livre em permutadores de calor compactos, m^2
A_f	Área superficial da alheta, m^2
A_{fr}	Área frontal do escoamento, m^2
c_p	Calor específico a pressão constante, $J/(kg \cdot K)$
D	Diâmetro, m
D_c	Diâmetro de colar externo para correlações de coeficiente de transferência de calor por convecção, m
D_h	Diâmetro hidráulico ($D_h = 4 \cdot r_h = 4 \cdot A_c/P_{molhado}$), m
F	Fator de forma, [-]
F_p	Distância entre alhetas, m
f	Fator de atrito, [-]
h_i	Entalpia específicas da espécie química i , J/kg
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção, $W/m^2 \cdot K$
j_c	Fator de Colburn para a transferência de calor, [-]
k	Condutividade térmica, $W/m \cdot K$
L	Comprimento característico, m
M_i	Massa molar da espécie química i , $kg/kmol$
\dot{m}	Caudal mássico, kg/s
Nu	Número de Nusselt, [-]
P_e	Perímetro, m
P_n	Potência nominal, W
P_L, P_T	Distâncias longitudinal e transversal de uma matriz tubular, m
Pr	Número de Prandtl, [-]
P	Pressão, N/m^2
Q_n	Potência térmica nominal, kW

q	<i>Taxa de transferência de calor, W</i>
Re	<i>Número de Reynolds, [-]</i>
R_t	<i>Resistência térmica, K/W</i>
r	<i>Raio de cilindros, m</i>
T	<i>Temperatura, $^{\circ}C/K$</i>
U	<i>Coeficiente global de transferência de calor, $W/m^2 \cdot K$</i>
V	<i>Velocidade do fluido, m/s</i>

Letras gregas

α	<i>absortividade, [-]; difusividade térmica, m^2/s</i>
δ	<i>Espessura, m</i>
δ_f	<i>Espessura da alheta, m</i>
ε	<i>Emissividade, [-]</i>
η	<i>Eficiência, [-]</i>
η_a	<i>Eficiência da alheta, [-]</i>
η_o	<i>Eficiência global da superfície alhetada, [-]</i>
μ	<i>Viscosidade, $kg/s \cdot m$</i>
ν	<i>Viscosidade cinemática, m^2/s</i>
ρ	<i>Massa volúmica, kg/m^3</i>
σ	<i>Constante de Stefan – Boltzmann, $W/m^2 \cdot K^4$</i>

Subscritos

w	<i>Água</i>
ent	<i>Condição de entrada</i>
ext	<i>Exterior</i>
f	<i>Lado do fluido frio</i>
int	<i>Interior</i>
ml	<i>Média logarítmica</i>
max	<i>Condição máxima</i>
pc	<i>Produtos de combustão</i>
q	<i>Lado do fluido quente</i>
$saí$	<i>Condição de saída</i>
se	<i>Serpentina de entrada</i>
ss	<i>Serpentina de saída</i>
sup	<i>Superfície</i>

1.Introdução

1.1 Enquadramento e objetivos do trabalho

A presente dissertação insere-se no âmbito de um estágio curricular, realizado na empresa Bosch Termotecnologia com instalações em Cacia, Aveiro.

Um dos grandes objetivos da escolha/integração neste estágio passa pela adaptação e inserção num meio profissional, tornando-se ainda mais desafiante ao tratar-se de uma empresa de excelência, bem como o centro de competências de uma multinacional de referência.

Inicialmente conhecida apenas como Vulcano, começou a sua atividade em Aveiro a 17 de Março de 1977 (1) e foi pioneira ao introduzir a produção de esquentadores a gás em Portugal. Cedo despertou o interesse da empresa alemã Bosch, partilhando mesmo a transferência da tecnologia através de um contrato de licenciamento realizado com a Robert Bosch (1). Esta detém, nos dias de hoje, grande parte do seu capital (1), dando continuidade ao trabalho principiado pela Vulcano.

Desde o início da sua atividade, a Vulcano/Bosch Termotecnologia nunca mais parou a sua componente de conceção, desenvolvimento e produção de esquentadores a gás, expandindo inclusive a sua gama de produtos para os agora também conhecidos/as (1):

- Caldeiras;
- Termoacumuladores elétricos e a gás;
- Módulos solares;
- Aparelhos elétricos;
- Bombas de calor.

Havendo uma grande vontade de permanecer na vanguarda, a Bosch aposta permanentemente no desenvolvimento dos seus produtos e na investigação por parte dos seus colaboradores; é um exemplo disso a constituição de um grupo/departamento dedicado, quase na sua totalidade, à inovação bem como o tema que deu origem a esta dissertação.

Ao focar grande parte da sua atividade no fabrico de aparelhos para produção de água quente sanitária, a empresa necessita regularmente de analisar/implementar sistemas de permuta de calor eficientes e compactos, recorrendo maioritariamente a materiais com boas características térmicas. Neste tipo de função, o cobre leva vantagem, apresentando-se como

um dos mais fortes candidatos no que diz respeito à constituição dos permutadores de calor. O desafio surge numa altura em que este apresenta um custo bastante elevado ($\approx 7\text{€}/\text{kg}$), existindo a necessidade de elaborar um conjunto de propostas que possam constituir-se como alternativas às atuais câmaras de combustão incorporando menores quantidades de cobre e visando baixar os custos finais das mesmas (2), (3).

Com vista a propor sugestões viáveis é necessário compreender em profundidade as trocas térmicas presentes no esquentador; para este efeito torna-se imperativo perceber o seu funcionamento, sendo que esta corresponde à primeira etapa a ser ultrapassada na presente dissertação.

A próxima etapa é a elaboração de um modelo que permita analisar e avaliar a permuta térmica na câmara de combustão. Este deve ser abrangente e fácil de alterar, de modo a acompanhar todas as evoluções do projeto. A sua validação vai ser um objetivo intermédio, comparando os resultados fornecidos pelo modelo com os obtidos experimentalmente, introduzindo nas duas análises os mesmos parâmetros de entrada.

Uma vez validado, está-se em condições de elaborar/estudar/avaliar propostas com vista à diminuição do custo das câmaras de combustão por via da redução da utilização do cobre. Culmina com uma possível aplicação industrial (prototipagem) da proposta que se revela mais promissora, quer a nível térmico quer ao nível económico.

Em suma, o presente trabalho visa apresentar:

- o funcionamento de um esquentador fabricado pela BOSCH;
- a elaboração de um modelo com o propósito de analisar e avaliar as trocas térmicas em esquentadores;
- a validação do modelo por comparação com resultados experimentais;
- a apresentação de um conjunto de alternativas à câmara de combustão atual, que visem não comprometer a sua performance térmica e reduzir o seu custo, por redução de utilização do cobre;
- a avaliação das alternativas em termos térmicos utilizando o modelo elaborado;
- a análise económica das propostas alternativas;
- a análise térmica e económica da melhor solução, proposta para futura prototipagem.

O objetivo aqui apresentado procura trazer vantagens económicas (reduzindo os custos de produção do aparelho), quer a nível empresarial quer ao nível do possível comprador, não comprometendo a eficiência atual do aparelho.

1.2 Motivação

A água quente sanitária é um bem cada vez mais indispensável para uma grande maioria da população mundial. Nos dias de hoje existe já uma vasta gama de produtos capazes de fornecer água quente, e de entre esses os mais comercializados e utilizados em Portugal, mas também em muitos outros países, são os esquentadores a gás.

A evolução nesta temática leva a que os sistemas mais utilizados consumam cada vez menos energia para aquecer a mesma quantidade de água (maior eficiência). No que diz respeito aos esquentadores a gás analisados, estes possuem já um elevado rendimento, consistindo o desafio em manter esse rendimento e reduzir os custos finais do aparelho.

Poder participar em equipas integradas da Bosch, e num projeto tão importante como o apresentado, são motivos mais que suficientes para a existência de uma grande componente motivacional.

2. Estado da arte

2.1 Introdução

A empresa Bosch Termotecnologia tem como principal fim a conceção, desenvolvimento, fabrico e comercialização de aparelhos para aquecimento de água sanitária. O aparelho alvo de estudo neste trabalho é um esquentador a gás da JUNKERS, pertencente ao grupo Bosch, que vai ser apresentado em pormenor no fim deste capítulo. Primeiramente é feita uma referência aos aparelhos de produção de água quente sanitária, que na atualidade são também produzidos pelo grupo. Esta abordagem, nos subcapítulos iniciais, visa uma análise comparativa às alternativas vigentes aos populares esquentadores a gás, representando praticamente todos os tipos de sistemas para produção de água quente sanitária disponíveis no mercado.

2.2 Sistemas de produção de água quente sanitária mais utilizados

Um dos sistemas mais utilizados em Portugal é o esquentador a gás, que tem características distintas dos restantes. Algumas das principais diferenças que rapidamente se podem enumerar são: dimensões, peso, capacidade e fonte energética. De entre a extensa gama de aparelhos com o propósito de produção de água quente sanitária, as caldeiras a gás, são o produto mais parecido com os esquentadores a gás, sendo que normalmente possuem uma capacidade/potência mais elevada, e podem por esse motivo servir de apoio a sistemas de aquecimento central ou pisos radiantes (1).

Os termoacumuladores já se diferenciam bastante dos esquentadores, e têm como principal vantagem a capacidade de fornecer água quente em vários pontos de tiragem. Esta característica é muito vantajosa quando se trata do aquecimento das águas sanitárias de grandes edifícios, como edifícios comerciais, balneários, etc. A Figura 2.1 apresenta o esquema de funcionamento de um termoacumulador a gás, onde a água é aquecida no interior de um tanque, apresentando uma grande estratificação térmica ao longo da altura. Devido às suas particularidades, estes aparelhos pertencem ao grupo de sistemas de acumulação de água quente sanitária (Tabela 2.1).

- 1 – Cúpula de evacuação de gases queimados
- 2 – Entrada de água fria
- 3 – Ânodo de proteção em magnésio
- 4 – Parede em aço vitrificado
- 5 – Isolamento térmico
- 6 – Coluna de turbulência
- 7 – Queimador
- 8 – Termo elemento
- 9 – Injetor do queimador
- 10 – Entrada de gás
- 11 – Automático de gás
- 12 – Saída de água quente
- 13 – Queimador piloto
- 14 – Sensor temperatura
- 15 – Tubo de aquecimento

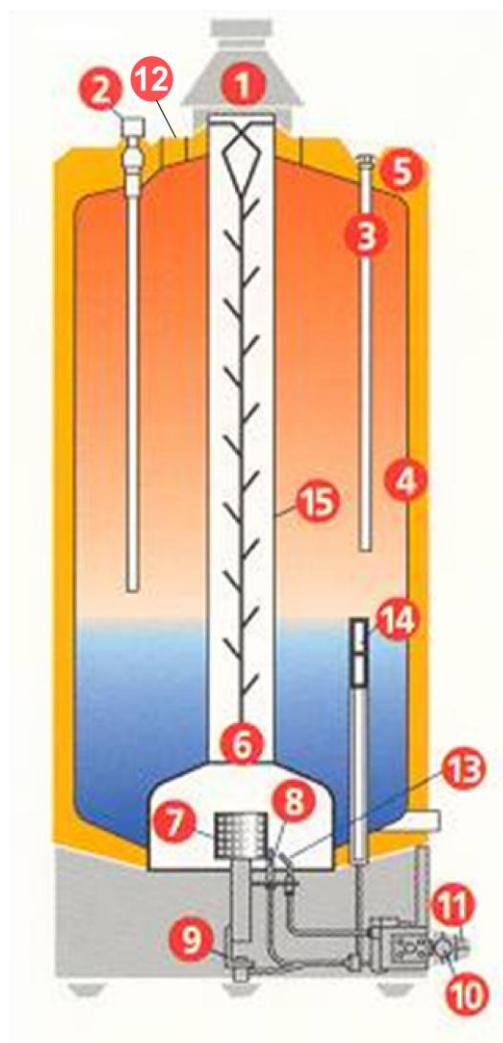


Figura 2.1: Esquema de funcionamento de um Termoacumulador a gás

Como uma das soluções mais benéficas para o ambiente e mais eficazes em termos de aproveitamento das energias renováveis aparecem as soluções solares, que beneficiam maioritariamente da transferência de calor associada à radiação solar recebida. O seu modo de funcionamento baseia-se na circulação de um fluido pelas serpentinas (circulação que pode ou não ser forçada), que ao passar no painel solar (exposto ao sol, situado no exterior dos edifícios) irá aumentar a sua temperatura, e que posteriormente ao contactar com a água contida num reservatório de acumulação a faz subir de temperatura. Assim, o utilizador tem a possibilidade de adquirir água quente sanitária a baixos custos. A grande desvantagem é a impossibilidade de este ser o único sistema de produção de água quente num edifício, pois em caso de condições atmosféricas desfavoráveis o coletor solar não consegue fornecer a água quente à temperatura desejada e é necessário recorrer a métodos alternativos para o conseguir (1). A Figura 2.2 representa o esquema de funcionamento de um painel solar, em que a circulação do fluido de aquecimento pelas serpentinas, se faz com recurso a uma bomba de água, daí este sistema de circulação assumir o nome de circulação forçada.

- 1 – Raios solares
- 2 – Serpentina em cobre
- 3 – Telhado
- 4 – PAINEL em alumínio
- 5 – Circulação da água de permuta
- 6 – Permutador de calor
- 7 – Bomba de circulação da água de permuta
- 8 – Entrada de água fria da rede
- 9 – Saída de água quente para consumo

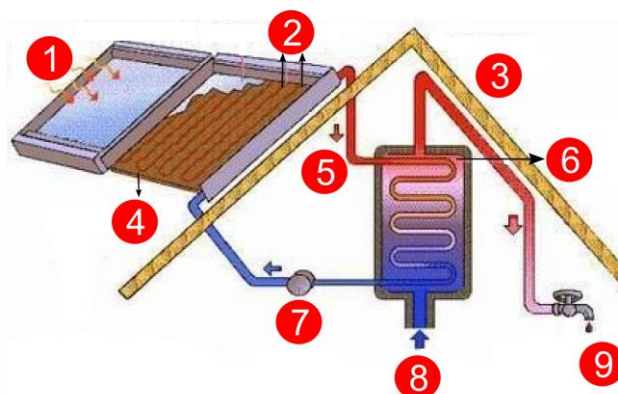


Figura 2.2: Esquema de funcionamento de um painel solar

Em alguns países é ainda comum a preferência por sistemas de aquecimento elétrico instantâneo, junto dos locais onde normalmente é essencial a água quente sanitária (cozinha e casas de banhos). Estes aparelhos têm a vantagem de serem bastante pequenos e não produzem os poluentes típicos de um processo de combustão, utilizando como elemento de aquecimento uma resistência elétrica, tal como ilustrado na Figura 2.3.

- 1 – Aparelho de aquecimento
- 2 – Entrada de água fria da rede
- 3 – Entrada de água fria no aparelho
- 4 – Saída de água quente do aparelho

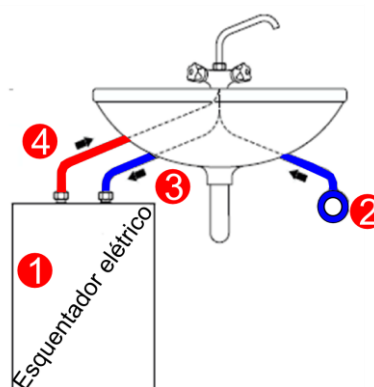


Figura 2.3: Esquema representativo de instalação de um aparelho elétrico instantâneo

Por último falta apresentar as bombas de calor, sendo que se trata de um sistema de aquecimento de água sanitária recentemente produzido pela Bosch Termotecnologia, e que muitos acreditam ser uma aposta de futuro, por ter como uma das fontes de energia o meio ambiente e tirar proveito dos elevados coeficientes de performance (COP) das bombas de calor (4). O seu funcionamento típico baseia-se no ciclo termodinâmico associado à circulação de um fluido entre os seguintes componentes principais:

- Compressor;
- Válvula de expansão;
- Evaporador;
- Condensador.

No ciclo de trabalho, o fluido (vapor) começa por ser comprimido, circulando de seguida em direção ao condensador, onde liberta parte da energia térmica que possui e é parcial ou totalmente condensado. Segue em direção à válvula expansão onde sofre um acentuado

decréscimo de pressão, acompanhado de um decréscimo de temperatura e uma mudança de fase parcial líquido-vapor, após o que recebe calor do ar no evaporador, vaporizando na totalidade a uma temperatura baixa. Se a bomba de calor tiver instalado um sistema de inversão, o ciclo pode funcionar no modo de aquecimento no inverno (o efeito útil é o calor libertado no condensador) e no modo de arrefecimento no verão (o efeito útil é o calor libertado no evaporador), semelhante a um ar condicionado tradicional (4).

Estes aparelhos são, pelas suas características intrínsecas, e também por se encontrarem associados a um reservatório de acumulação, mais uma alternativa aos termoacumuladores que aos esquentadores, razão pela qual se situam no grupo de acumuladores de água quente sanitária, como mostra a Tabela 2.1.

A Figura 2.4 apresenta o esquema simplificado de uma bomba de calor, sendo que esta tem uma configuração essencialmente modular. Uma solução que difere das típicas bombas de calor, produzidas por outras marcas, em que a maioria das vezes o condensador se inclui alojado no interior do reservatório de acumulação (4).

Tabela 2.1: Tabela resumo dos aparelhos de aquecimento de água sanitária
Sistemas de aquecimento de água sanitária

Instantâneos	De acumulação
Esquentadores a gás	Termoacumuladores
Caldeiras	Bombas de Calor
Elétricos Instantâneos	Solar Térmico

- 1 – Ventilador
- 2 – Evaporador
- 3 – Válvula de expansão
- 4 – Filtro
- 5 – Pressostastos
- 6 – Bomba de água
- 7 – Resistência elétrica
- 8 – Tubo de "pesca"
- 9 – Entrada de água fria
- 10 – Ligação a módulo solar
- 11 – Saída de água quente
- 12 – Tubo de descarga
- 13 – Condensador
- 14 – Compressor

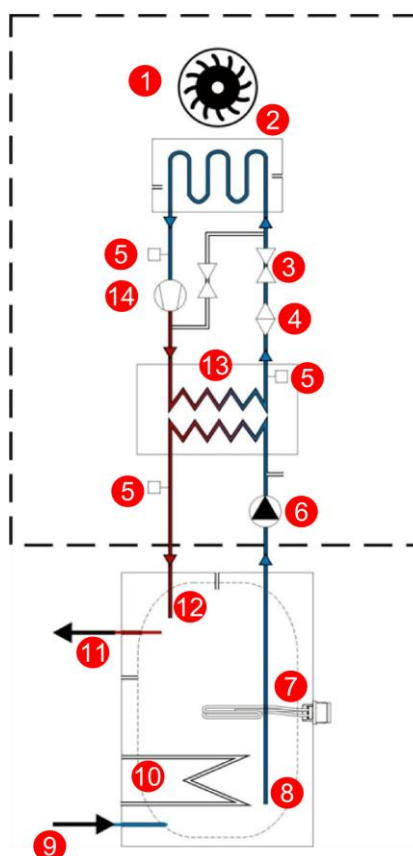


Figura 2.4: Esquema de funcionamento de uma bomba de calor

2.3 Esquentadores a gás

Apesar da ampla oferta de aparelhos para o aquecimento de águas sanitárias (como os identificados no subcapítulo anterior), os esquentadores a gás continuam a ser muito populares, devido não só à sua elevada eficiência de trabalho (superior a 84% para esquentadores de capacidade 11l/min (5)), como também ao baixo tempo de resposta no cumprimento da sua função. De referir ainda a facilidade de aquisição, os múltiplos modos de instalação e o facto de possuírem dimensões reduzidas, fazem deste um dos mais fortes candidatos no que respeita ao aquecimento de água sanitária, sendo mesmo o principal produto a ser fabricado na BOSCH Termotecnologia em Cacia, Aveiro, e vendido para quase todo o mundo.

Na unidade de Cacia são produzidos mais de 900 tipos de esquentadores, todos eles com diferentes características e designações, dependendo dos países e mercados que se pretendem alcançar. Para perceber o funcionamento e aplicabilidade de cada produto é necessário conhecer as suas diferenças, que se traduzem depois nos nomes/designações que são dados a cada um.

2.4 Caracterização dos esquentadores e apresentação do caso de estudo: WR11-2

Na Tabela 2.2 são apresentadas quatro das principais características que distinguem os esquentadores produzidos pela empresa BOSCH.

Tabela 2.2: Tipos de esquentadores (5)

Características de distinção	Principais Variantes possíveis
Tipo de gás utilizado	Primeira família: Gás de Cidade Segunda família: Gás Natural Terceira família: G.P.L
Potência/Capacidade	19.2kW-11l/min 23.6kW- 14l/min 30.5kW-18l/min
Fonte de ignição	Piezo Baterias/Pilhas Eletricidade (rede elétrica) Hidrogerador
Sistema de exaustão	Chaminé Ventilados Estanques

De acordo com a Tabela 2.2 um aparelho pode ter capacidades distintas e, consequentemente, potências diferentes. Esta distinção faculta a quantidade de água que é possível aquecer por minuto, e deste modo permite adequar a oferta ao perfil do utilizador. Outro aspeto importante aquando da sua compra é o sistema de ignição, que é preferencialmente um sistema inteligente, necessitando apenas da abertura da torneira de água quente para iniciar a sua função. Os tópicos apresentados acima estão também relacionados com os países para os quais são comercializados os esquentadores; por exemplo, o tipo de gás e sistema de exaustão são muitas vezes ajustados para poderem estar de acordo com as várias leis/necessidades do mercado.

Apresentadas as características na tabela acima, a melhor maneira de perceber as designações internas de cada esquentador é descodificar o significado das suas subdivisões. Como exemplo é apresentada a nomenclatura na Figura 2.5 em baixo.

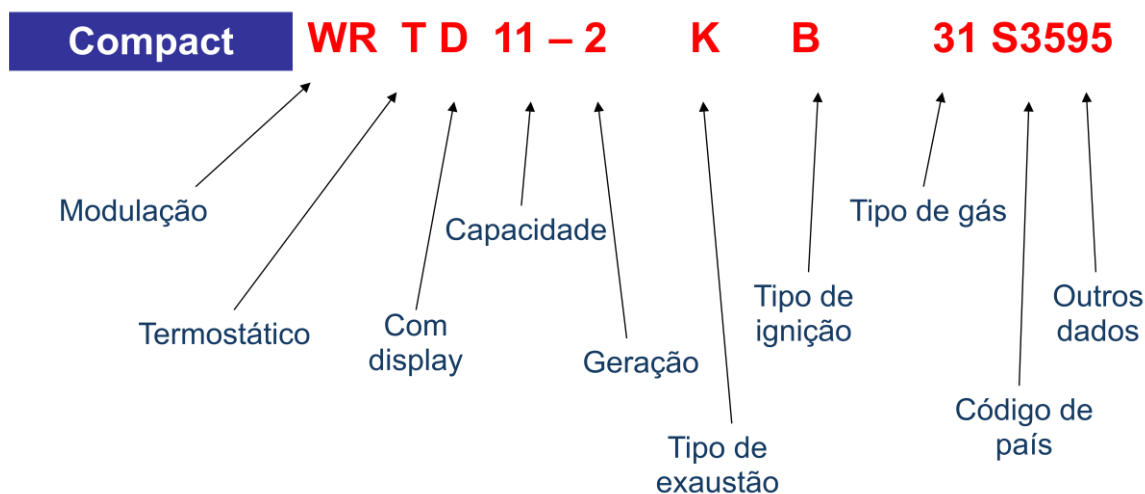


Figura 2.5: Exemplo de designação dos aparelhos da Bosch

O esquentador alvo de análise durante a presente dissertação tem a seguinte designação:

- **WR11-2 K B23 S3595**

É agora mais perceptível que se trata de um aparelho com as seguintes características:

- gama Compact (designação);
- função modulante, modulação do gás em função do caudal de água;
- capacidade de fornecer água quente sanitária a 11l/min e um ΔT de 25°C;
- aparelho de segunda geração (indica que já sofreu uma reestruturação);
- atmosférico (não ventilado), tiragem natural dos gases queimados;
- ignição com recurso a baterias (alimentada por duas pilhas);
- utiliza gás natural como combustível;
- comercializado em Portugal.

Relativamente às características apresentadas, as mais importantes para uma análise térmica são o sistema de exaustão (exaustão natural) e a função modulante (regulação do caudal de gás em função do caudal de água que atravessa o aparelho). Em termos técnicos um dos parâmetros mais relevante é a eficiência térmica do aparelho, calculada segundo a norma EN: 96 1998 (5), como a relação entre a potência calorífica fornecida para a água e a potência calorífica obtida da queima de combustível:

$$\eta = 100 \cdot \frac{P_n}{Q_n} \quad (2.1)$$

Por sua vez, P_n é calculado do seguinte modo:

$$P_n = \dot{m}_w \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.2)$$

em que \dot{m}_w representa o caudal mássico de água durante o teste, c_p o calor específico (aproximadamente constante e igual a $4.18 \times 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), e ΔT o aumento de temperatura da água. Já Q_n é calculado como:

$$Q_n = \dot{m}_{combustivel} \cdot PCI \quad (2.3)$$

onde, $\dot{m}_{combustivel}$ é o caudal mássico de gás e PCI é Poder Calorífico Inferior.

Como componentes estruturais fazem ainda parte do aparelho os seguintes módulos essenciais (Figura 2.6):

- 1 – Chaminé
- 2 – Câmara de combustão (cobre)
- 3 – Queimador
- 4 – Queimador piloto
- 5 – Válvula de água (regulável na frente do aparelho)
- 6 – Válvula de gás (regulável na frente do aparelho)
- 7 – Unidade de ignição

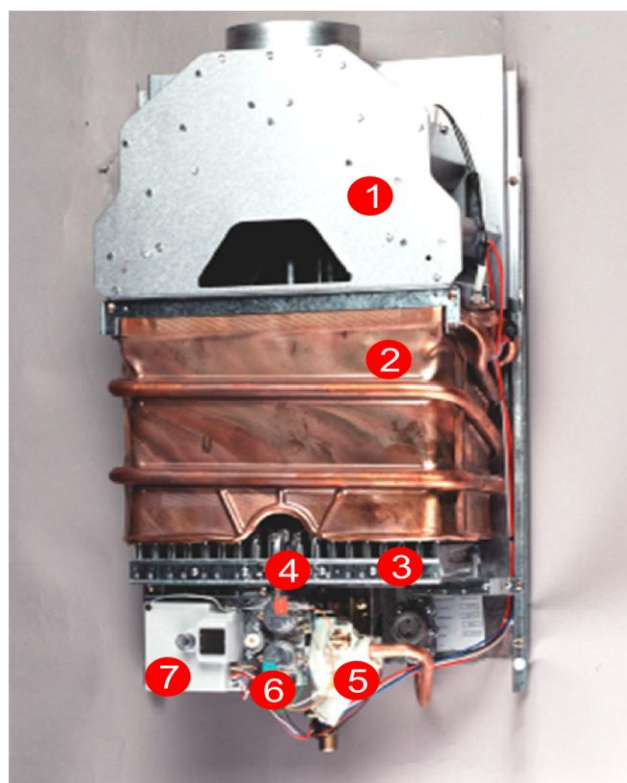


Figura 2.6: Foto sem chapa frontal de um esquentador gama Compact, e descrição dos seus componentes principais

Este é um dos aparelhos mais pequenos em produção, tendo cerca de 310 mm de largura, 580 mm de altura e 220 mm de profundidade. No aparelho em causa estão ainda instalados dois limitadores de temperatura: um na câmara de combustão e outro na chaminé, ambos funcionam como elementos de segurança, caso o normal funcionamento do aparelho não seja assegurado. Os problemas tendem a surgir para caudais de água baixos (perto de 2.5l/min) ou funcionamentos contínuos a altas temperaturas por parte da mesma (nomeadamente acima dos 100°C, problema de cavitação), e daí a necessidade de se utilizarem estes limitadores em conjunto com o sistema de bloqueio eletrónico.

2.5 Permutador de calor do esquentador WR11-2

Relativamente à presente dissertação, o foco vai para o que se passa na câmara de combustão e para as trocas térmicas que promove e em que participa, quando o aparelho se encontra em pleno funcionamento.

A troca de calor num esquentador baseia-se na utilização de um permutador de escoamento cruzado, com várias passagens no lado da água. Assume esta designação porque os fluidos de trabalho circulam a maior parte do tempo em planos perpendiculares (gases quentes de combustão e água); deste modo é possível expelir os produtos de combustão sem grandes dificuldades, sem necessidade de recorrer a ventilação forçada, e ao mesmo tempo executar a função de aquecimento de água sanitária.

Ao ligar, o aparelho começa por dar início ao processo de queima do gás, que vai permitir aos produtos da combustão atingirem temperaturas elevadas. De seguida, a energia térmica presente nos gases é transferida para as paredes laterais da câmara e só depois para os tubos de água do permutador, que se situam na parte superior do mesmo, sendo portanto os últimos a contactar com os produtos de combustão. A água entra do lado direito do permutador, dá uma volta à câmara, em contacto com a "saia" da câmara e sobe até aos tubos do permutador em forma de U, onde ocorrem 4 passagens da água, depois faz um percurso semelhante ao da entrada, saindo desta feita pelo lado esquerdo do permutador. Os tubos em U têm a particularidade de estarem ligados a superfícies estendidas ao longo do seu comprimento, denominadas termicamente por alhetas e industrialmente por lamelas (6).

A Figura 2.7 apresenta a modelação da câmara de um esquentador WR11-2 (vista de costas), e discriminada no texto acima, utilizando para efeito o software de modelação Unigraphics NX7.5.

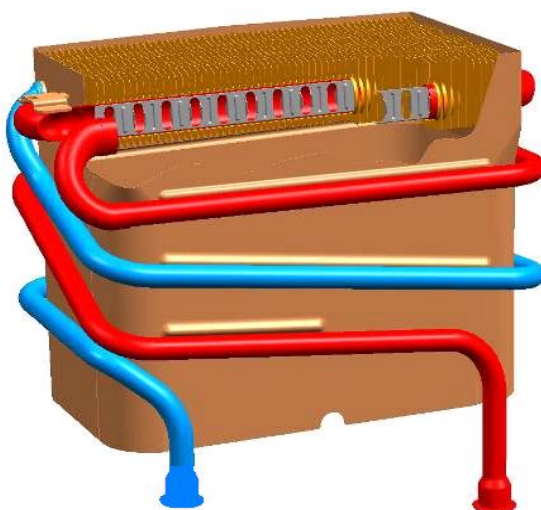


Figura 2.7: Câmara de combustão de um WR11-2

As alhetas, como as instaladas nos tubos em U, são bastante usadas em permutadores de calor compactos. Estas, além de aumentarem a área de permuta térmica, ao serem colocadas perpendicularmente ao escoamento dos produtos de combustão levam ao aparecimento de uma nova camada limite, aumentando assim a troca térmica entre os produtos de combustão e a água que circula no interior dos tubos (6). A troca térmica ocorre não apenas nos tubos

alhetados mas também, ainda que marginalmente, nos tubos de entrada e saída que circundam exteriormente a "saia" da câmara.

O material utilizado na construção da câmara de combustão de um aparelho WR11-2 é o cobre. Este tipo de material é bem sucedido, o que se deve principalmente às suas características térmicas. Um dos exemplos das vantagens de utilização do cobre é o facto de este revelar um bom comportamento quando em ambientes corrosivos, fator a ter em conta aquando da sua utilização para os fins de permuta de calor em câmaras de combustão. Um artigo lançado recentemente por Y. Zhao (7) compara a performance de alhetas de cobre e de alumínio sujeitas às mesmas condições de corrosão. As alhetas de cobre apresentaram um melhor rendimento global de transferência de calor, isto mesmo depois de sujeitas a testes com agentes corrosivos. Outro dado interessante desta análise é o facto de a perda de carga diminuir com os efeitos corrosivos nas alhetas de cobre sendo o contrário verificado para as alhetas de alumínio (7).

Ainda em relação ao permutador, este possui quatro passagens nos tubos alhetados que se encontram situadas à mesma altura, o que equivale a dizer que a sua configuração é tubular em linha. Outra variável importante tem a ver com o formato dos tubos do permutador. Estes não têm uma secção transversal circular como junto da saia mas sim uma forma elíptica, para aumentar a troca de calor, aumentando também a área exterior de contacto, o que já foi verificado num artigo da autoria de A. Rocha (8). Assim, sempre que possível, devem ser usadas formas elípticas nos tubos alhetados ao invés de geometrias circulares (8). No interior dos tubos alhetados encontra-se ainda instalado um acessório, geralmente designado por turbulador que tem como objetivo agitar a água e induzir turbulência ao longo da sua passagem nos tubos, ajudando deste modo a efetuar uma maior troca de calor do lado da passagem da água (6).

Com esta análise termina-se o capítulo dois, passando agora o objetivo a ser a elaboração de um modelo que permita analisar e avaliar as trocas térmicas em que participa a câmara de combustão de um esquentador WR11-2 de um modo mais exaustivo. No final o objetivo é que este permita retirar conclusões quanto às alterações a efetuar com vista à redução de utilização do cobre sem comprometer o desempenho térmico do aparelho.

3. Modelação dos processos de transferência de calor

3.1 Introdução

Neste capítulo é feita a modelação dos processos de transferência de calor. A finalidade é a obtenção de uma ferramenta que possibilite uma análise rápida e fiável da permuta térmica, procurando deste modo evitar recorrer consecutivamente a procedimentos experimentais.

Através da criação deste modelo pretende-se verificar a relevância dos diferentes módulos na permuta térmica, e assim identificar as alterações que se apresentarem mais promissoras. As alterações sugeridas à câmara de combustão nos capítulos seguintes vão ser depois estudadas recorrendo ao modelo, que após validado com os resultados experimentais no capítulo quatro se torna uma mais-valia na avaliação dos processos de transferência de calor.

3.2 Princípios do modelo

Para iniciar a elaboração do modelo é necessário identificar quais os principais processos de transferência de calor presentes num esquentador WR11-2, que são:

- Condução;
- Convecção;
- Radiação.

O esquentador WR11-2, visa garantir o conforto e os objetivos a que se propõem trabalhar, sendo que para um caudal de 5.5 l/min (metade da sua capacidade máxima de 11l/min) garante um aumento máximo de temperatura da água da ordem dos 50°C. A possibilidade de regulação entre os caudais água/gás faz com que a troca de calor possa variar dentro das respetivas gamas impostas, circunstância que não pode ser esquecida aquando da construção do modelo. Apesar de este ser direccionado para o esquentador WR11-2, este pode ser adaptado para estudar várias câmaras de combustão, alterando para isso as características dimensionais e as relações de combustão.

De modo a ser o mais realista possível, o modelo vai ser elaborado para que apenas seja necessário introduzir como parâmetros de entrada as seguintes variáveis:

- Temperatura de entrada da água;
- Caudal de água imposto pelo utilizador;
- Caudal de gás imposto através das posições reguláveis no aparelho.

Estes parâmetros simulam uma simples utilização diária, em nossas casas.

A Figura 3.1 esquematiza as trocas de calor numa câmara de combustão de um esquentador WR11-2, em que os pontos de 1 a 4 indicam o percurso da água ao longo da câmara enquanto os pontos A, B, C e D aludem ao percurso dos gases. Os pontos 2' e 3' do lado da água são considerados como tendo a mesma temperatura de 2 e 3 e servem para indicar o percurso da água ao longo da câmara de combustão. Os pontos são desde já definidos, servindo deste modo de auxílio na identificação das expressões matemáticas utilizadas ao longo deste capítulo.

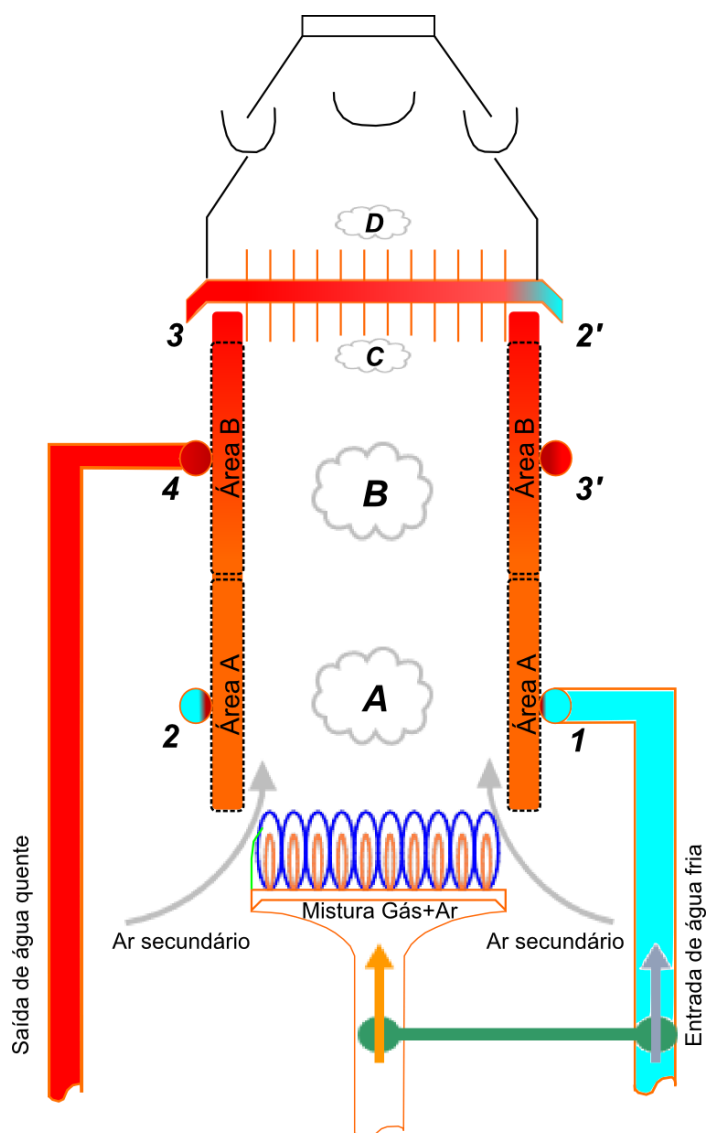


Figura 3.1: Esquema da troca térmica num esquentador WR11-2

Posto isto, as variáveis mais importantes que o modelo deve devolver são:

- Temperatura da água antes da entrada nos tubos alhetados ($T_2=T_2'$);
- Temperatura da água depois da saída dos tubos alhetados ($T_3=T_3'$);
- Temperatura da água à saída da câmara de combustão (T_4);
- Temperatura inicial dos produtos de combustão (T_A);
- Temperatura intermédia dos produtos de combustão (T_B);
- Temperatura dos produtos de combustão imediatamente antes dos tubos alhetados (T_C);
- Temperatura dos produtos de combustão imediatamente depois dos tubos alhetados (T_D);
- Temperatura da superfície das paredes laterais (por exemplo: $T_{sup,A}$ e $T_{sup,B}$);
- Temperatura das alhetas;
- Temperatura média da superfície na serpentina de entrada ($T_{sup,se}$);
- Temperatura média da superfície na serpentina de saída ($T_{sup,ss}$).

Como o sistema é complexo, e não apenas do ponto de vista geométrico, é ainda necessário dividir a câmara em vários módulos, tendo-se optado por uma divisão em 4 módulos (Figura 3.2 à Figura 3.5):

- Serpentina de entrada e serpentina de saída;
- Permutador de calor de tubos alhetados;
- Paredes laterais da câmara (geralmente designada por “saia”).

Estes módulos vão dar origem aos vários subcapítulos, possibilitando analisar cada situação individualmente e traçar modelos mais simples, que apenas avaliem a componente pretendida da transferência térmica.

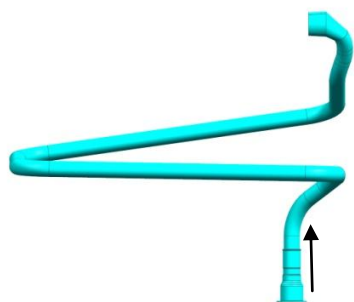


Figura 3.2: Serpentina de entrada

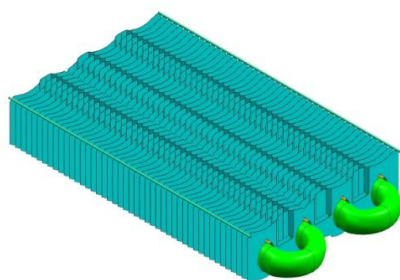


Figura 3.4: Permutador de tubos alhetados

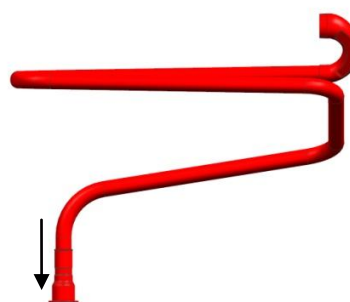


Figura 3.3: Serpentina de saída

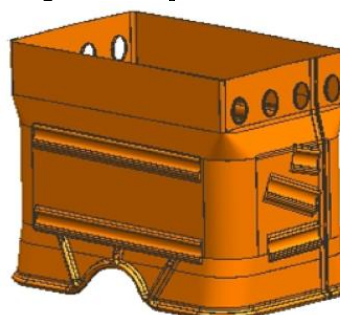


Figura 3.5: Paredes laterais da câmara ou "saia"

Falta referir que o raciocínio utilizado para a construção do modelo é baseado em processos de cálculo iterativo, e a metodologia utilizada é apresentada na Figura 3.6. Todos os parâmetros geométricos devem também ser possíveis de alterar, de modo a tornar o modelo parametrizável e rapidamente adaptável às novas propostas.

Consumada a introdução aos princípios utilizados pelo modelo, o subcapítulo que se segue dá a conhecer o funcionamento conjunto da válvula de gás e do automático de água, componentes que já foram referidos como constituintes do esquentador mas que ainda não foram analisados individualmente, e em pormenor, sendo que estes são muito importantes no funcionamento do esquentador WR11-2, pois são eles que facultam ao aparelho a função de modulante e fazem a admissão dos caudais de água e de gás.

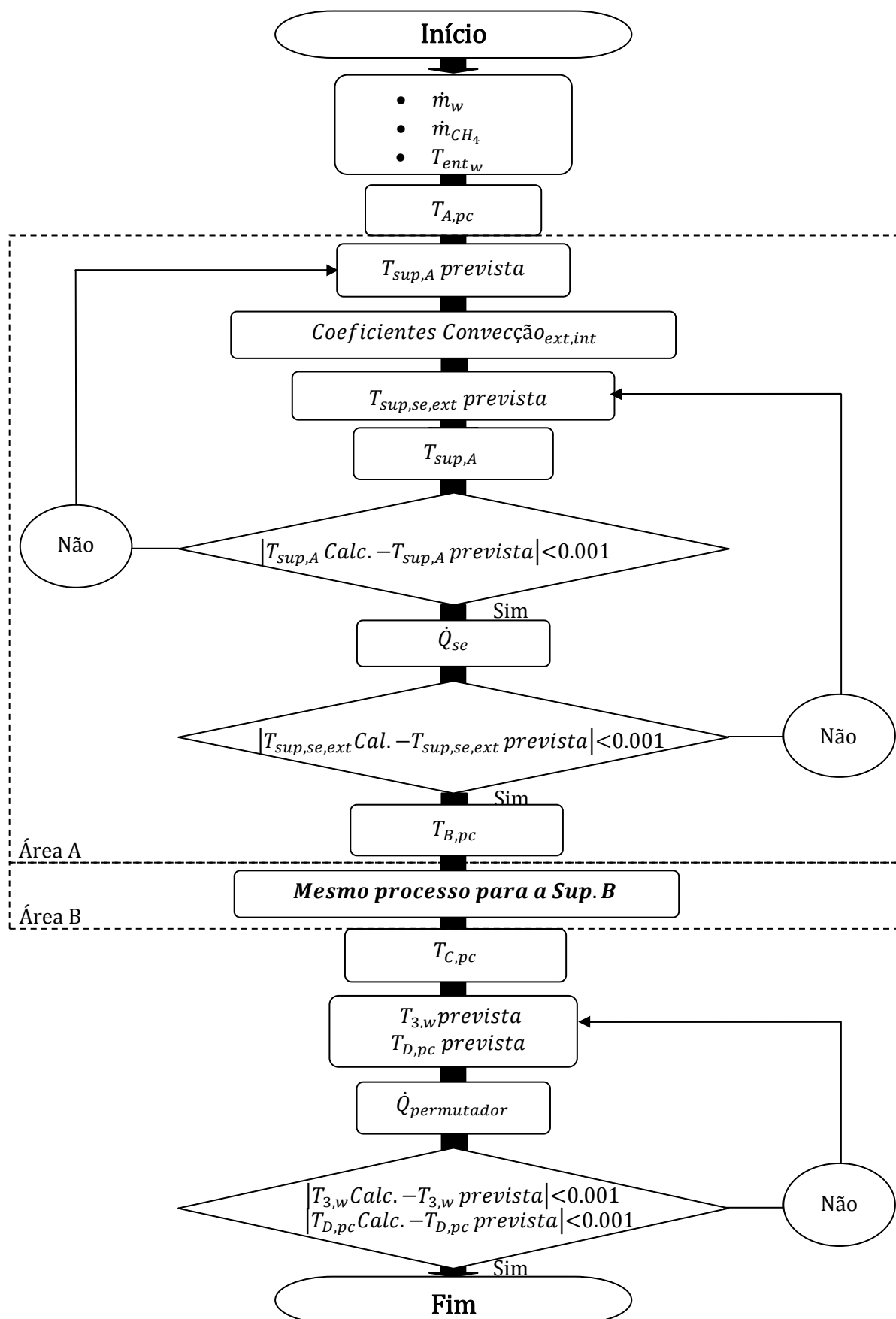


Figura 3.6: Fluxograma correspondente ao modelo elaborado

3.3 Sistemas de admissão de água e gás do esquentador WR11-2

Para melhor se compreenderem as trocas de calor na câmara de combustão de um esquentador WR11-2 é necessário perceber o seu funcionamento mecânico.

A possibilidade de regular os caudais em conjunto com a função modulante faz com que o aparelho não opere sempre nas mesmas condições. Perfis de velocidade, temperatura de exaustão, temperatura de saída da água e percentagens dos produtos de combustão sofrem alterações, de acordo com o caudal de água (regulável na frente aparelho e na torneira de água quente) e gás (regulável apenas na frente do aparelho) impostos. O que a função modulante faz é, após a regulação no aparelho por parte do utilizador, executar um controlo proporcional da chama em função do caudal de água, permitindo assim diminuir o consumo de gás e mantendo uma maior estabilidade na temperatura de saída da água. Esta regulação só é possível devido à utilização de duas válvulas que comunicam entre si:

- Automático de água;
- Válvula de gás.

A Figura 3.7 apresenta a ligação entre as válvulas, sendo que a cor amarela representa o percurso do gás na válvula de gás e a cor azul o percurso da água no automático de água. A cor vermelha visa representar a saída da água do esquentador, a uma temperatura superior à temperatura de entrada de água.

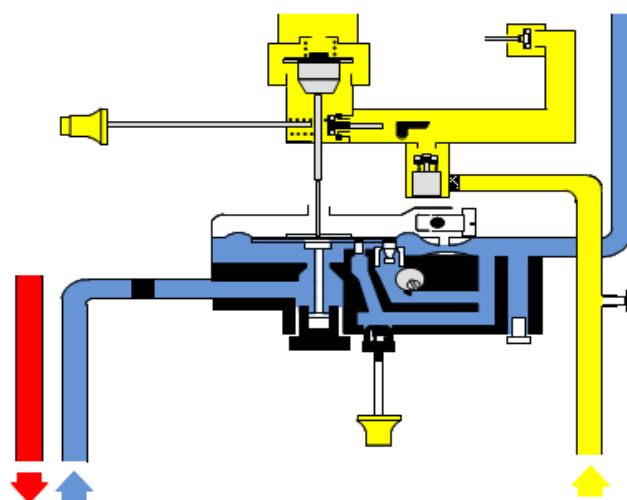


Figura 3.7: Sistema conjunto de válvula de gás e automático de água

Começando por analisar o automático de água, este possui as seguintes funções:

- Entrada e filtragem de água;
- Detecção mecânica de passagem de água – membrana;
- Estrangulamento do caudal de água;
- Ligação ao automático de gás;
- Função de modulação da chama em função do caudal de água.

Para caudais de água superiores a 4l/min a válvula de gás encontra-se totalmente aberta, sendo restringida apenas pelo utilizador diretamente no exterior do aparelho. Abaixo deste valor assume posições cada vez mais próximas do seu fecho, até ao ponto em que fecha por completo. Este fecho dá-se para caudais de água inferiores a 2l/min; deste modo, consegue-se evitar que se utilizem caudais máximos de gás com caudais de água muito baixos. Esta funcionalidade torna o sistema mais seguro, pois para caudais de água inferiores a 4l/min as temperaturas máximas de água que se poderiam atingir seriam demasiado altas para uso doméstico.

Como resultado do atrás enunciado a água torna-se o elemento dominante, ao contrário do gás que assume um número de posições mais limitado.

Quanto à válvula de gás, para além da função conjunta com o automático de água (modelos WR) tem ainda as seguintes funções:

- Entrada e filtragem de gás;
- Comando e controlo da passagem de gás para o queimador;
- Estrangulamento do caudal de gás.

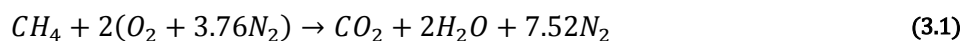
Em suma, tem-se um sistema composto por duas válvulas que admitem uma regulação inicial no aparelho, dependendo sempre do imposto pelo utilizador. Para o modelo elaborado será realizada uma regulação independente de cada caudal, tendo em consideração que para caudais de água inferiores a 4l/min em conjunto com caudais de gás máximos se vão atingir temperaturas da água superiores às que o sistema modulante devolveria.

3.4 Processo de combustão

Antes de iniciar a formulação das trocas térmicas presentes na câmara falta analisar o que acontece ao nível dos queimadores e, conseqüentemente, no processo de combustão.

O sistema vai ser modelado para a utilização de gás natural, pois corresponde a um dos combustíveis utilizados pelo esquentador WR11-2 e muito consumido em Portugal.

A equação química estequiométrica que traduz a combustão do gás natural é a seguinte (9):



De seguida é necessário conhecer qual a quantidade de ar que é arrastada em conjunto com o combustível. O que sucede, na prática, é uma queima feita a dois tempos. Numa primeira etapa a combustão é rica (significa que ocorre com muito pouco ar, o ar primário, sendo este ainda sugado em conjunto com as partículas de gás na válvula de gás), como ilustra a Figura 3.8, e uma segunda etapa em que a queima se torna pobre, devido ao facto de ser arrastado ar pelas paredes laterais na câmara de combustão (ar secundário) como mostra a Figura 3.9. Com este arrastamento consegue-se aproveitar toda a energia proveniente das partículas de gás, o que não aconteceria para uma combustão rica e resultaria em rendimentos térmicos inferiores para a globalidade do sistema. O arrastamento de ar secundário, nas

quantidades desejáveis, vai provocar também uma diminuição nas emissões de CO, situação benéfica para o meio ambiente.

A fim de se estudar a troca térmica no permutador utiliza-se o resultado final das admissões de ar primário e secundário.

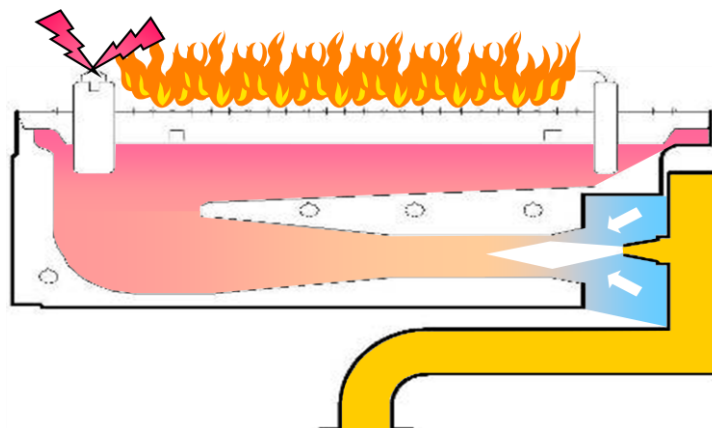


Figura 3.8: Arrastamento de ar primário mais combustível

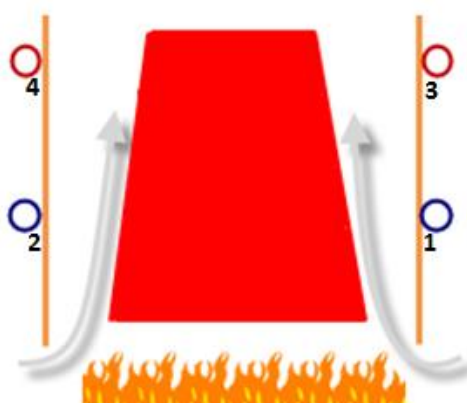


Figura 3.9: Arrastamento de ar secundário

Para se determinar o valor total do caudal dos produtos de combustão deve ser tido em conta que a admissão de ar pelas paredes e válvula não é sempre a mesma e varia conforme o caudal de gás natural, que como anteriormente referido depende da regulação direta no aparelho e ainda da abertura da torneira de água quente (função modulante). Assim, torna-se imperativo encontrar uma relação que corresponda ao que acontece num sistema real.

Através de procedimentos experimentais anteriores são conhecidos alguns pontos que melhor correspondem ao ar admitido num esquentador WR11-2 (utilizando gás natural como combustível), que são apresentados na Tabela 3.1. Esta tabela exhibe na coluna da esquerda a percentagem relativa à admissão de gás no aparelho e na coluna do lado direito o valor de λ que está relacionado com a relação ar - combustível, calculada do seguinte modo

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{combustivel}} \quad (3.2)$$

O fator de excesso de ar pode ser obtido então como

$$\lambda = \frac{AC}{AC_{\text{estequiométrico}}} \quad (3.3)$$

Tabela 3.1: Relação % combustível versus λ

$\dot{m}_{\text{gás}_{\text{natural}}}$	λ
%	n.d.
100	1.7
75	2.0
50	2.7
30	4.5

Da análise da Tabela 3.1 verifica-se que valor de 100% de gás natural corresponde ao máximo de abertura da válvula de gás e apresenta a menor percentagem de admissão de ar do sistema (cerca de 70% de excesso de ar), e que o valor de 30% correspondem ao mínimo da válvula de gás e consequente maior percentagem de admissão de ar realizada pelo sistema (cerca de 350% de excesso de ar). A partir da Tabela 3.1 procedeu-se à construção de uma relação que liga todos os pontos, que foi encontrada através da construção da Figura 3.10, permitindo obter uma linha de tendência. A linha segue os pontos muito de perto, e permite uma fácil aplicação no modelo, contemplando todas as percentagens de combustível queimado.

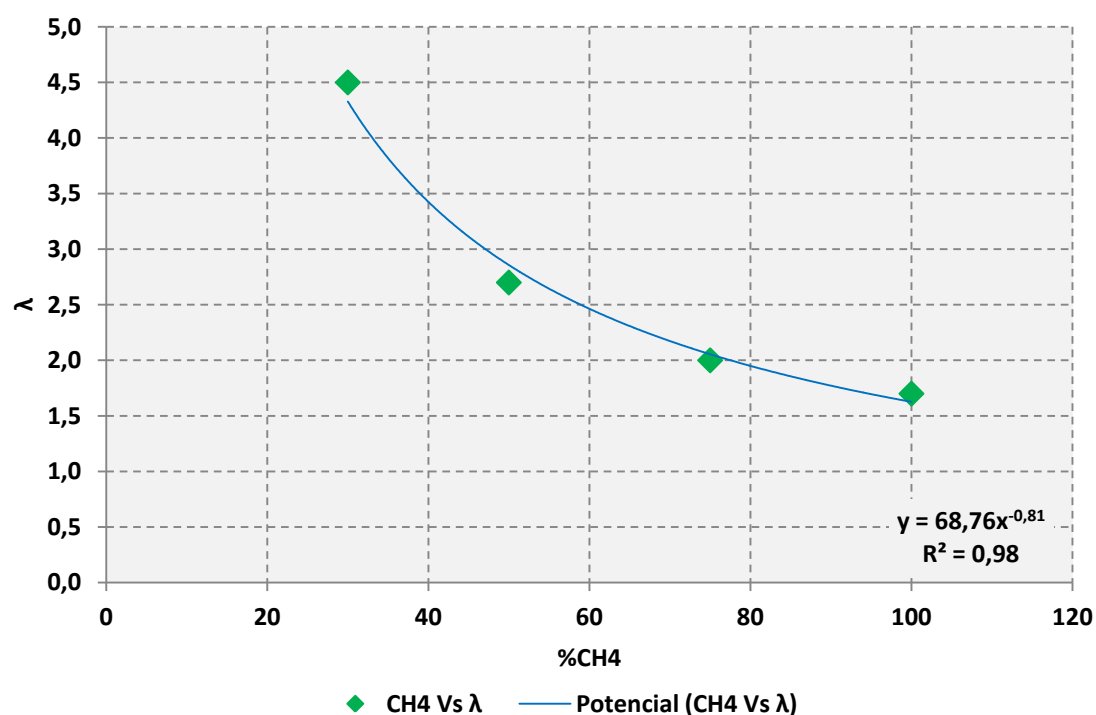
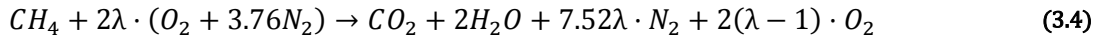


Figura 3.10: Percentagem CH4 vs. excesso de ar

Reescrevendo a equação de queima, agora incluindo o excesso de ar, obtém-se (9)



A equação acima permite ao modelo obter as seguintes variáveis (9):

- Relação de ar – combustível;
- Caudal dos produtos de combustão;
- Temperatura adiabática de chama/produtos de combustão;
- Calor específico a pressão constante dos produtos de combustão;
- Percentagem de CO_2 nos produtos de combustão;
- Percentagem de H_2O nos produtos de combustão;

A relação ar – combustível é calculada no modelo como

$$AC = \frac{2\lambda \cdot M_{ar}}{M_{combustível}} \quad (3.5)$$

Por sua vez, o caudal mássico de produtos de combustão é a soma dos caudais mássicos de combustível e de ar, ou seja

$$\dot{m}_{pc} = \dot{m}_{combustível} + AC \cdot \dot{m}_{combustível} \quad (3.6)$$

Seguidamente, para a situação em que a combustão ocorre em condições adiabáticas, a temperatura adiabática de chama (T_{ad}) é calculada através da relação de entalpias

$$H_{prod}(T_{ad}) = H_{reag}(T_g) \quad (3.7)$$

Calculada a temperatura adiabática de chama, segundo um dos métodos iterativos apresentado em (9), em que a entalpia específica dos produtos de combustão à temperatura adiabática de chama é igual a entalpia específica dos reagentes à temperatura inicial (9), é possível realizar uma aproximação para calcular o calor específico a pressão constante relativa aos produtos de combustão, ficando

$$Q_n = \dot{m}_{pc} \cdot c_{pc} \cdot (T_{chama} - T_g) \quad (3.8)$$

Colocando a expressão em função do calor específico a pressão constante obtém-se

$$c_{pc} = \frac{Q_n}{\dot{m}_{pc} \cdot (T_{chama} - T_g)} \quad (3.9)$$

Este parâmetro é considerado constante durante o percurso dos gases até ao permutador de tubos alhetados.

A seguir apresentam-se os métodos para calcular as percentagens molares de dióxido de carbono e de água resultantes do processo de queima, e importantes para a avaliação do sistema e validação do modelo construído

$$\%CO_2 = \frac{n^o \text{ moles } CO_2}{n^o \text{ moles } (CO_2 + N_2 + O_2)} = \frac{1}{1 + 7.52\lambda + 2(\lambda - 1)} \quad (3.10)$$

$$\%H_2O = \frac{n^o \text{ moles } H_2O}{n^o \text{ moles } (CO_2 + N_2 + H_2O + O_2)} = \frac{2}{1 + 2 + 7.52\lambda + 2(\lambda - 1)} \quad (3.11)$$

As equações (3.6) a (3.11) permitem obter uma aproximação de parâmetros relevantes para uma posterior análise térmica, quer na saia, quer nos tubos alhetados.

Nota: O valor de $\%CO_2$ é calculado em base seca (o vapor de água é excluído dos produtos), visto possibilitar uma comparação direta com os valores obtidos por meios experimentais.

3.5 Transferência de calor na "saia"

Em relação ao processo de combustão foram analisados os tópicos necessários para a restante construção do modelo. No seguimento do que acontece quando um aparelho está em funcionamento, aparece agora a transferência de calor para a saia do permutador de calor. Parte do calor transferido para a "saia" vai ser conduzido para as serpentinas, tudo isto é apresentado nos próximos subcapítulos.

3.5.1 Transferência de calor dos gases para a "saia"

A transferência de calor dos produtos de combustão para a saia representa um processo bastante complexo e com vários agentes externos que podem influenciar os valores calculados. Recorreu-se a várias metodologias, e a que melhor reflete a situação real é considerar transferência de calor por convecção mais radiação para a saia, e condução das mesmas para as zonas onde se encontram soldadas as serpentinas de entrada e de saída da água.

No entanto, é necessário recorrer a uma aproximação através de temperaturas equivalentes, sendo que estas vão ser utilizadas para o cálculo das temperaturas de superfície na saia, e também na radiação emitida pelos produtos de combustão em direção às paredes laterais da saia. A aproximação deve-se sobretudo ao facto de haver uma admissão de ar junto da saia (Figura 3.9), resultando numa "barreira" para os gases e diminuindo a sua temperatura nas laterais adjacentes à mesma. Este efeito provoca também um decréscimo na temperatura dos chamados "hot spots" (ponto médios da saia; entre as serpentinas de entrada e saída de água, e na zona superior correspondente às alhetas), aumentando assim a longevidade de um esquentador. A metodologia utilizada implicou ainda dividir a saia em duas partes com áreas iguais, a inferior e a superior. A área inferior corresponde à zona onde maioritariamente circula a serpentina de entrada, e a área superior corresponde à zona onde maioritaria-

mente circula a serpentina de saída. A Figura 3.11 apresenta as divisões utilizadas na construção do modelo (6).

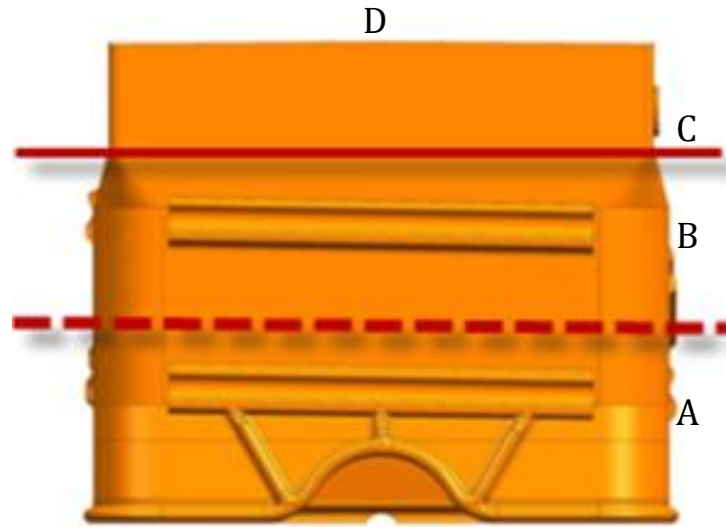


Figura 3.11: Divisão em áreas das paredes laterais da câmara

- Zona A: representa a parte inferior da saia, onde se encontra a serpentina de entrada;
- Zona B: representa a parte superior da saia, onde se encontra a serpentina da saída;
- Zona C: representa a zona imediatamente antes do permutador;
- Zona D: representa a zona imediatamente depois do permutador.

Posto isto, apresentam-se as equações que governam as trocas térmicas na saia.

3.5.1.1 Área A

A primeira variável a ser calculada é a velocidade dos produtos de combustão, junto das paredes laterais da saia, conhecendo o caudal mássico dos produtos de combustão (\dot{m}_{pc}), a densidade específica do ar, à temperatura ambiente ($\rho_{ar\ T_{amb}}$) e a área de escoamento frontal do permutador (A_{fr}), a velocidade é obtida através da seguinte expressão

$$V_{pc} = \frac{\dot{m}_{pc}}{\rho_{ar\ T_{amb}} \cdot A_{fr}} \quad (3.12)$$

Uma vez obtida a velocidade do escoamento dos gases, é preciso determinar o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção no interior da câmara. Para tal, começa-se por assumir uma temperatura de superfície da saia, que futuramente se vai iterar até se obter uma convergência nos resultados (raciocínio presente na Figura 3.6). Antes é necessário obter o valor do número de Reynolds, calculado como (6)

$$Re_L = \frac{V_{pc} \cdot L_{sup\ A}}{v_{pc\ T_f}} \quad (3.13)$$

em que $L_{sup A}$ é o comprimento da superfície A e $\nu_{pc T_f}$ a viscosidade cinemática dos gases de combustão à temperatura de película. Conhecido o número de Reynolds é necessário recorrer a correlações empíricas, para obter o número de Nusselt. Para a situação em que se possui um escoamento exterior laminar sobre uma placa plana (situação que mais se aproxima do sistema em análise) tem-se (6)

$$Nu = 0.664 Re_L \cdot P_{r T_f}^{\frac{1}{3}} \quad (3.14)$$

em que $P_{r T_f}$ é o número de Prandtl.

Os valores das propriedades dos produtos de combustão, utilizados nas Equações (3.13) e (3.14) são retirados das tabelas do ar, a uma temperatura de película, como já anteriormente enunciado, sendo esta calculada como (6)

$$T_f = \frac{T_{sup A} + T_{A,pc}}{2} \quad (3.15)$$

Na equação anterior, $T_{sup A}$ refere-se à temperatura de superfície iterada para a superfície A e $T_{A,pc}$ é igual à temperatura adiabática de chama.

Finalmente é possível calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção interior como (6)

$$h_{int,A} = \frac{Nu \cdot k_{T_f}}{L_{sup A}} \quad (3.16)$$

Nota: A realçar dois pontos importantes, como o facto de a velocidade ser calculada considerando a densidade do ar à temperatura ambiente. Esta aproximação é utilizada por apresentar valores mais próximos ao perfil de velocidades dum escoamento interior, em câmaras de combustão atmosférica. Segundo, a temperatura dos produtos de combustão em A ser considerada igual à temperatura adiabática de chama (9).

Voltando às expressões que permitem calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção, desta feita no exterior das paredes laterais da saia relativa à zona A, tem-se a seguinte relação empírica, correspondente à situação de transferência de calor por convecção natural (6)

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670 \cdot Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{P_{r T_f}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \quad (3.17)$$

O parâmetro Ra_L representa o número de Rayleigh (6), calculado como

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{sup,A} - T_{amb}) \cdot L_{supA}^3}{\nu_{pc}^2 T_f} \times Pr_{T_f} \quad (3.18)$$

em que g é a aceleração da gravidade, β é o coeficiente de expansão volumétrica neste caso o inverso da temperatura de película e L_{supA} é a altura da superfície A. Os restantes parâmetros referem-se a propriedades do ar às temperaturas envolvidas na troca térmica. Assume-se que do lado exterior da saia existe ar à temperatura ambiente, no espaço entra a saia e a caixa de fecho do esquentador.

Calculado o número de Nusselt, é através da utilização duma equação similar à Equação (3.16) que se obtém o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção natural. A convecção natural exterior permite descer parcialmente a temperatura da saia. Importa referir que a temperatura de película é agora a aproximação entre a temperatura de superfície em A e a temperatura ambiente, utilizando novamente a expressão análoga à Equação (3.15).

Por ser fabricada em cobre e possuir uma parede muito fina, as temperaturas das superfícies interiores e exteriores da saia são consideradas iguais neste modelo.

Obtidos os coeficiente de transferência de calor por convecção de ambos os lados da saia na zona A, as próximas expressões referem-se ao cálculo da temperatura e coeficiente de transferência de calor por convecção equivalentes nesta zona, úteis para uma utilização prática do modelo. As próximas equações aproximam o comportamento da saia ao de uma alheta com extremidades adiabáticas na zona localizada a meio, entre cada dois tubos das serpentinas de entrada e saída, com área de secção transversal uniforme.

Das equações características das alhetas de secção transversal uniforme, em que x é a direção segundo o comprimento da alheta, sabe-se que (6)

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{hPe}{k_{cobre} A_{tr}} \cdot (T - T_{\infty}) = 0 \quad (3.19)$$

Para o caso em que se possui duas temperaturas muito diferentes em cada uma das faces da alheta, obtém-se a seguinte equação

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{h_{int,A} \frac{Pe}{2}}{k_{cobre} A_{tr}} \cdot (T - T_A) - \frac{h_{ext,A} \frac{Pe}{2}}{k_{cobre} A_{tr}} \cdot (T - T_{amb}) = 0 \quad (3.20)$$

O próximo passo é igualar a expressão (3.19) à (3.20)

$$h \cdot (T - \bar{T}) = \frac{h_{int,A}}{2} \cdot (T - T_A) + \frac{h_{ext,A}}{2} \cdot (T - T_{amb}) \quad (3.21)$$

Considerando que T é único $\forall T_A, T_{amb}$, então

$$h \cdot T = \frac{h_{int,A}}{2} \cdot T + \frac{h_{ext,A}}{2} \cdot T \quad (3.22)$$

Por fim, obtém-se que

$$h_{equiv A} = \frac{1}{2} \cdot (h_{int,A} + h_{ext,A}) \quad (3.23)$$

$$T_{equiv A} = \frac{h_{int,A} \cdot T_{A,pc} + h_{ext,A} \cdot T_{amb}}{h_{int,A} + h_{ext,A}} \quad (3.24)$$

Estas variáveis permitem alcançar uma aproximação da temperatura média da alheta na superfície A, e recorrendo às equações de distribuição de temperatura para alhetas de secção transversal uniforme tem-se (6)

$$\frac{T_{sup,A,calc} - T_{equiv A}}{T_{sup,se,ext,prev} - T_{equiv A}} = \frac{\cosh[m \cdot (L_{equiv A} - x)]}{\cosh(m \cdot L_{equiv A})} \quad (3.25)$$

A variável $L_{equiv A}$ corresponde a um quarto da altura da saia e x à posição segundo a altura, de onde se pretende avaliar a temperatura (para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção utiliza-se a L igual a x), m é um parâmetro específico da alheta que se avalia do seguinte modo (6)

$$m^2 = \frac{h_{equiv A} \cdot Pe_{alheta}}{k_{cobre} \cdot A_{tralheta}} \quad (3.26)$$

Como o calor transferido para a área A não se deve só à convecção e condução, é importante conhecer os valores associados às emissividades dos produtos de combustão, e para tal utilizou-se a metodologia construída por Hottel et. al. referida em (6), que considera todos os gases "transparentes" exceto o dióxido de carbono e o vapor de água. Esta metodologia é útil para a construção das equações que regem a troca térmica relativa à componente radiativa proveniente dos produtos de combustão (10). Assim, a equação que rege a transferência de calor dos gases de combustão para a área A fica

$$q_{pc,A \rightarrow supA} = h_{int,A} \cdot A_A (T_{pc A} - T_{sup,A,calc}) + \varepsilon_{A,pc} \cdot \sigma \cdot A_A \cdot (T_{equiv A}^4 - T_{sup,A,calc}^4) \quad (3.27)$$

Calculado o calor transferido para a área A, tem-se o correspondente ao calor que é perdido pelos gases durante este percurso. A próxima expressão identifica o processo de cálculo inerente à nova temperatura, depois de se possuir o valor $q_{pc,A \rightarrow supA}$.

$$T_B = \frac{(\dot{m}_{combustivel} \cdot PCI) - q_{pc,A \rightarrow supA}}{\dot{m}_{pc} \cdot cp_{pc}} + T_{amb} \quad (3.28)$$

Nota: Tal como já identificado, o valor da temperatura utilizada para o cálculo da radiação na equação (3.27) continua a ser a temperatura equivalente, o que se deve sobretudo à admissão de ar secundário, baixando a temperatura dos produtos de combustão próximo da saia.

3.5.1.2 Área B

O mesmo raciocínio, usada para a área A, vai ser utilizado para toda a área B, tendo como ponto de partida a nova temperatura calculada no fim da zona A. Os cálculos realizados nesta área culminam com a temperatura de saída dos produtos de combustão da área B, devolvendo a temperatura dos produtos de combustão em C, equivalendo à zona imediatamente antes do permutador de tubos alhetados.

Nota: De notar, no entanto, que a área A corresponde ao início de uma placa plana, e que o início da zona B corresponde ao fim da zona A, não representando portanto o início de uma placa plana. Logo, a utilização da mesma metodologia para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção interior e exterior relativas à zona B, é uma aproximação utilizada neste modelo melhorando a qualidade dos resultados e simplificando a aplicação do mesmo.

3.5.1.3 Área A e B

Em virtude da metodologia adotada na elaboração do modelo, este como que considera uma separação entre as áreas A e B. No entanto tal não acontece na prática, e é necessário garantir uma união entre ambas, de modo a aproximar o modelo o mais possível da realidade.

Este subcapítulo visa apresentar o processo iterativo utilizado, garantindo a ligação entre ambas as áreas. Apesar de não trazer implicações no restante raciocínio, em que se continua a utilizar o critério da Figura 3.6, vai permitir identificar o gradiente térmico entre as áreas A e B. A Figura 3.12, apresenta a zona referida (entre serpentinas), introduzindo também alguma da nomenclatura utilizada nas expressões.

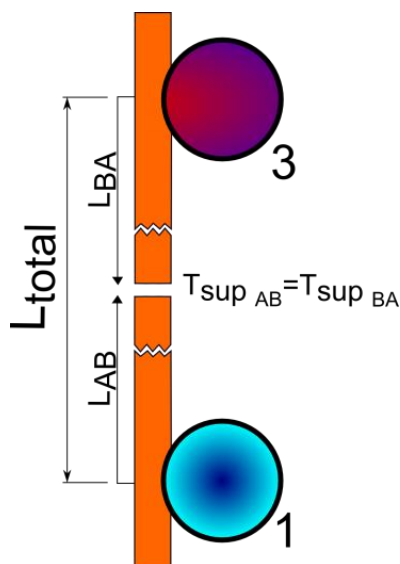


Figura 3.12: Esquema auxiliar da metodologia utilizada entre as áreas A e B

A condição imposta para dar início ao processo iterativo vai ser a zona correspondente à igualdade de temperaturas na ligação entre ambas as áreas, definida matematicamente como a zona onde:

$$T_{sup,AB} = T_{sup,BA} \quad (3.29)$$

Como tal, o comprimento deve ser deixado em aberto de modo a permitir o cálculo iterativo ficando,

$$L_{total} = L_{AB} + L_{BA} \quad (3.30)$$

Impostas as condições é utilizando a relação para a distribuição de temperatura em alhetas de secção transversal uniforme (6), que se dá início ao processo iterativo de cálculo, onde m_{AB} é definido como

$$m_{AB}^2 = \frac{h_{equiv A} \cdot Pe_{alhetas}}{k_{cobre} \cdot A_{tr_{alhetas}}} \quad (3.31)$$

Por sua vez a distribuição de temperatura fica (6)

$$\frac{T_{sup,AB} - T_{equiv A}}{T_{sup,se,ext,prev} - T_{equiv A}} = \frac{\cosh m_{AB} \cdot (L_{AB} - x)}{\cosh(m_{AB} L_{AB})} \quad (3.32)$$

em que x é igual a L_{AB} . Para o problema ter solução, falta analisar a área B, reescrevendo as equações (3.31) e (3.32), agora em função desta de modo a obter $T_{sup,BA}$.

3.5.2 Transferência de calor para a serpentina de entrada de água

Passando agora à transferência de calor para a serpentina de entrada de água, esta ocorre maioritariamente na área inferior da saia, correspondente portanto à área A. Logo, o valor utilizado no coeficiente de transferência de calor por convecção interior vai ser o mesmo que o anteriormente calculado sobre a área A. Falta então analisar o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubo, bem como o coeficiente de transferência de calor associado à convecção natural na serpentina de entrada.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior do tubo, o número de Reynolds assume especial importância ao definir o tipo de escoamento, sendo calculado do seguinte modo (6)

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_w}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu_{wméd}} \quad (3.33)$$

Por sua vez é preciso calcular o fator de atrito, parâmetro contemplado na expressão de cálculo do número de Nusselt, utilizada para um escoamento interior (6)

$$f = [0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (3.34)$$

Para escoamentos turbulentos plenamente desenvolvidos que se assume ser o caso em apreço, fica então (6)

$$Nu_L = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot P_{r,w_{méd}}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot \left(P_{r,w_{méd}}^{2/3} - 1\right)} \quad (3.35)$$

Finalmente, o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo de entrada de água vai ser dado por

$$h_{int1-2} = \frac{k_{w_{méd}} \cdot Nu_L}{D_{int}} \quad (3.36)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção natural na serpentina de entrada de água, é necessário obter o número de Rayleigh, recorrendo a uma expressão análoga à Equação (3.18), L_{supA} vai ser agora substituído pelo diâmetro exterior da serpentina de entrada de água e $T_{sup,A}$ pela $T_{sup,se,ext,prev}$. Posto isto, o número de Nusselt fica

$$Nu_D = \left[0.60 + \frac{0.378 \cdot Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{T_f}} \right)^{1/6} \right]^{8/27}} \right]^2 \quad (3.37)$$

Por fim, o coeficiente de transferência de calor por convecção natural no exterior da serpentina é

$$h_{ext,se} = \frac{k_{T_f} \cdot Nu_D}{D_{ext,se}} \quad (3.38)$$

Calculados ambos os coeficientes de transferência de calor por convecção em falta, é altura de estabelecer as equações que governam a troca térmica na serpentina de entrada de água e possibilitam obter o acréscimo de temperatura da água, após a sua passagem pela mesma. Como referido, o calor transferido para a serpentina não é só por convecção e radiação, mas também por condução em direção à mesma, funcionando esta como uma espécie de abaixadora de temperatura da saia, e muito em especial na zona em que contacta com esta. A Figura 3.13 serve de auxílio às equações construídas nesta fase do modelo.

No modelo deve ser agora introduzido um sistema de quatro equações a quatro incógnitas, referentes ao calor ganho pela serpentina de entrada da água.

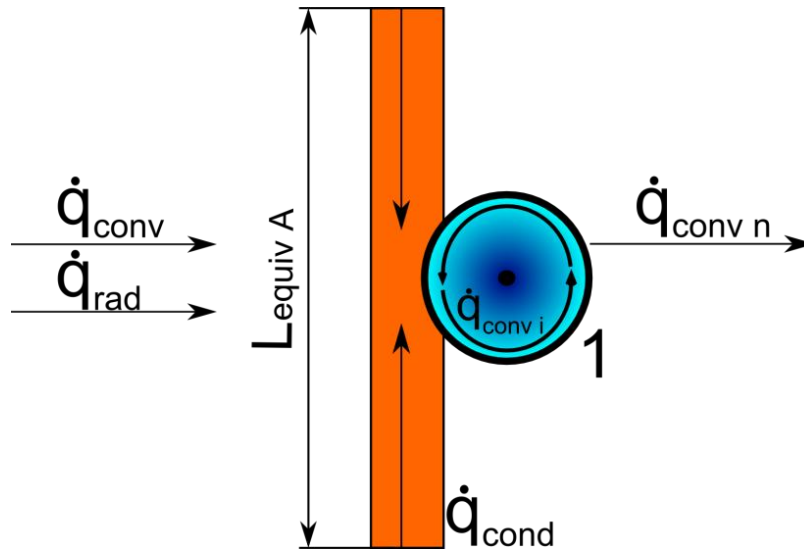


Figura 3.13: Esquema exemplificativo da transferência de calor na serpentina de entrada

A primeira equação encontra contemplada quatro parcelas referentes ao calor ganho pelos processos de convecção, radiação, condução e perda por convecção natural na serpentina de entrada de água (as parcelas na Equação (3.19) encontram-se representadas pela ordem que são referidas no texto)

$$\begin{aligned}
 q_{se} = & h_{int,A} \cdot \frac{A_{se}}{2} \cdot (T_{pc A} - T_{sup,se,ext,calc}) + \varepsilon_{A,pc} \cdot \sigma \cdot \frac{A_{se}}{2} \\
 & \cdot (T_{equiv A}^4 - T_{sup,se,ext,calc}^4) \\
 & + \sqrt{h_{equiv,A} \cdot k_{cobre} \cdot Pe \cdot A_{tr,altheta}} \\
 & \cdot (T_{equiv A} - T_{sup,se,ext,calc}) \cdot \tanh(m \cdot L_{equiv A}) - h_{ext,se} \cdot \frac{A_{se}}{2} \\
 & \cdot (T_{sup,se,ext,calc} - T_{amb})
 \end{aligned} \quad (3.39)$$

O calor chega então à serpentina de entrada de água e vai ser conduzido radialmente em direção ao seu interior, obtido como

$$q_{se} = 2 \cdot \pi \cdot L_{se} \cdot \frac{k_{cobre}(T_{sup,se,ext,calc} - T_{sup,se,int,calc})}{\ln\left(\frac{D_{ext,se}}{D_{int,se}}\right)} \quad (3.40)$$

A água aumenta a sua temperatura média devido ao calor ganho, calculado uma vez conhecido o coeficiente de transferência de calor por convecção interna, entre os pontos 1 e 2

$$q_{se} = h_{int1-2} \cdot A_{se} \cdot (T_{sup,se,int,calc} - T_{méd,w}) \quad (3.41)$$

O sistema de equações termina, com a equação simplificada da energia interna para escoamentos em regime estacionário

$$q_{se} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot \left((2 \cdot T_{méd,w} - T_{1,w}) - T_{1,w} \right) \quad (3.42)$$

Através da temperatura média da água (variável devolvida pelo sistema) é possível encontrar a temperatura no fim da serpentina de entrada, imediatamente antes do permutador de tubos alhetados, como

$$T_{2,w} = 2 \cdot T_{méd,w} - T_{1,w} \quad (3.43)$$

Esta equação termina com os cálculos relativos à transferência de calor na serpentina de entrada, chegando-se a uma convergência de valores relativos à área A.

Nota: Todas as propriedades da água são obtidas recorrendo às tabelas apresentadas em (6) e retiradas a uma temperatura média. Este método é utilizado em todas as fases de construção do modelo, em que é necessário utilizar as propriedades da água (6).

3.5.3 Transferência de calor para a serpentina de saída de água

Para a transferência de calor na serpentina de saída, a metodologia de cálculo é exatamente a mesma que a utilizada na serpentina de entrada. As diferenças residem principalmente nos valores das propriedades/temperaturas da água e dos produtos de combustão, que por sua vez faz alterar os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção exterior e interiores.

A Figura 3.14 apresenta os processos de transferência de calor para a serpentina de saída de água.

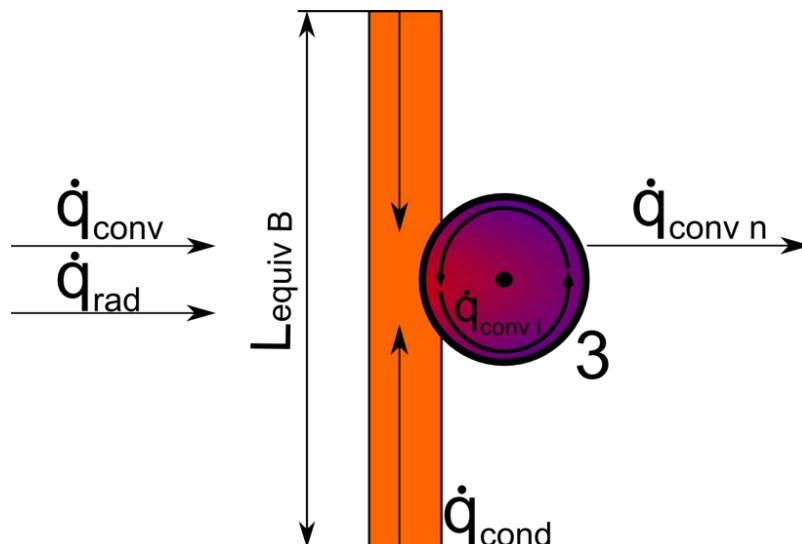


Figura 3.14: Esquema exemplificativo da transferência de calor na serpentina de saída

No final, o sistema de equações governantes é o abaixo apresentado, desde a equação (3.44) à (3.48):

$$q_{ss} = h_{int,B} \cdot \frac{A_{ss}}{2} \cdot (T_{pc\ B} - T_{sup,ss,ext,calc}) + \varepsilon_{B,pc} \cdot \sigma \cdot \frac{A_{ss}}{2} \cdot (T_{equiv\ B}^4 - T_{sup,ss,ext,calc}^4) + \sqrt{h_{equiv,B} \cdot k_{cobre} \cdot Pe \cdot A_{tr,albeta}} \cdot (T_{equiv\ B} - T_{sup,ss,ext,calc}) \cdot \tanh(m \cdot L_{equiv\ B}) - h_{ext,ss} \cdot \frac{A_{ss}}{2} \cdot (T_{sup,ss,ext,calc} - T_{amb}) \quad (3.44)$$

$$q_{ss} = 2 \cdot \pi \cdot L_{ss} \cdot \frac{k_{cobre}(T_{sup,ss,ext,calc} - T_{sup,ss,int,calc})}{\ln\left(\frac{D_{ext,ss}}{D_{int,ss}}\right)} \quad (3.45)$$

$$q_{ss} = h_{int5-6} \cdot A_{ss} \cdot (T_{sup,ss,int,calc} - T_{méd,w}) \quad (3.46)$$

$$q_{ss} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot ((2 \cdot T_{méd,w} - T_{4,w}) - T_{3,w}) \quad (3.47)$$

Este sistema de equações é idêntico ao da transferência de calor para a serpentina de entrada, e contempla as mesmas parcelas referentes a todos os processos apresentados na Figura 3.14.

Analogamente à serpentina de entrada, pode-se agora calcular a temperatura da água à saída do esquentador (T_4) como

$$T_{sai,w} = 2 \cdot T_{méd,w} - T_{3,w} \quad (3.48)$$

Esta parcela de equações só está completada depois de se calcular o ganho térmico da água no permutador de tubos em U, visto a serpentina de saída se apresentar depois destes.

3.5.4 Transferência de calor da saia para o ambiente exterior

Existe ainda uma porção do calor transferida para a saia que não é ganha por nenhuma das serpentinas, correspondente ao calor transferido para o ambiente exterior e provocando um aquecimento na periferia de um esquentador, quando este se encontra em funcionamento. Ao ser calculado o calor transferido individualmente para as serpentinas (entrada e saída) e para as Áreas A e B, a perda de calor é a porção que corresponde à subtração entre ambas, representada como

$$q_{perdido,supA\ e\ supB} = (q_{sup\ A} + q_{sup\ B}) - (q_{se} + q_{ss}) \quad (3.49)$$

Para um permutador com o objetivo de ter uma eficiência alta este valor deve ser o mais próximo possível de zero, apesar de ter o efeito positivo de manter a temperatura da saia em valores mais baixos.

3.6 Transferência de calor no permutador de tubos alhetados

É agora necessário analisar o que se passa ao nível dos tubos alhetados, sendo que estes apresentam a maior área de contacto e uma configuração perpendicular ao escoamento. Pelas razões evidenciadas, é espectável que correspondam à zona onde exista a maior transferência de calor, e portanto representem a maior subida da temperatura da água.

Para uma análise ao nível do permutador é fundamental começar por conhecer os valores associados aos coeficientes de transferência de calor por convecção interior, exterior e ainda a eficiência térmica das alhetas, apresentados individualmente nos próximos subcapítulos.

3.6.1 Coeficiente de transferência de calor por convecção interior

O escoamento no interior dos tubos alhetados é o primeiro a ser caracterizado. Este, ao contrário do que seria espectável, não é um escoamento no interior de um simples tubo elíptico, mas algo mais complexo de analisar. Razão que se deve sobretudo a um constituinte que faz parte do permutador, e que anteriormente foi identificado como turbulador. Posto isto, será necessário recorrer a uma alternativa para aproximar o modelo da situação real.

O turbulador possui a forma apresentada na Figura 3.15, e faz com que o regime de escoamento da água ao entrar em contacto com este se altere. Este segmento é muito fino, e é colocado no interior dos tubos em U numa posição próxima da vertical, permitindo a mistura da água ao longo da sua passagem, e uma intensificação da transferência de calor entre a superfície interior do tubo e a água.

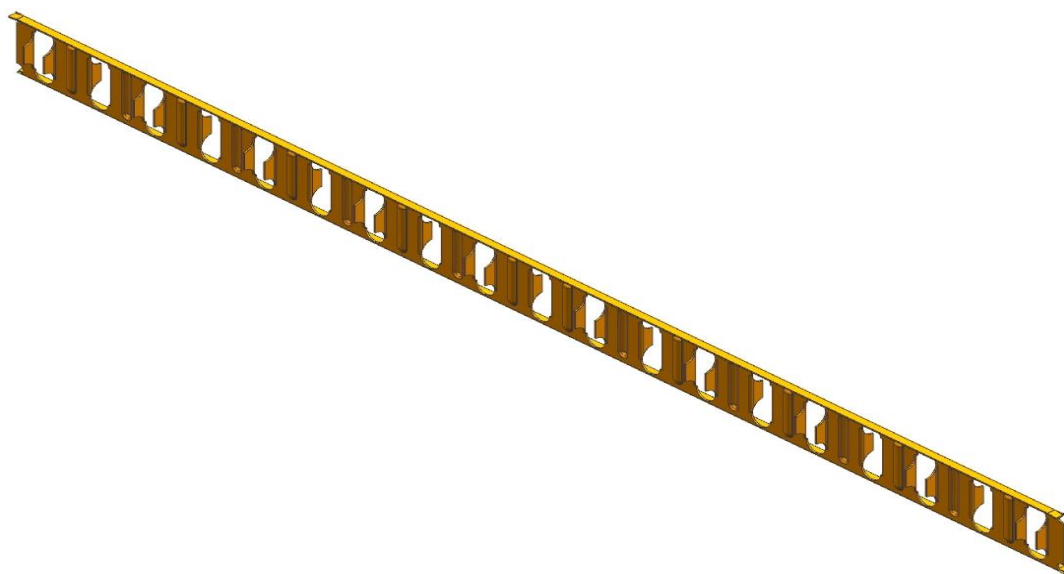


Figura 3.15: Turbulador

A aproximação usada para obtenção do escoamento considera apenas metade do tubo, num formato de meia-lua disposto na vertical, levando a que se tenha de utilizar igualmente apenas metade do caudal de água total disponível. Esta simplificação considera que o escoamento de água se divide igualmente para cada lado do turbulador, a Figura 3.16 ajuda a perceber a simplificação utilizada.

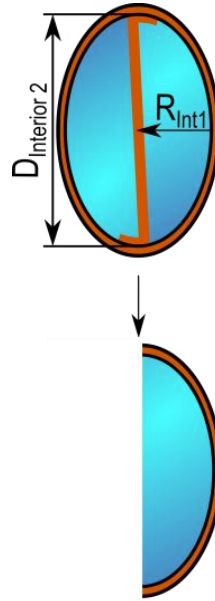


Figura 3.16: Aproximação utilizada para o cálculo da convecção no interior dos tubos alhetados

O primeiro parâmetro a ser calculado é o diâmetro hidráulico (6)

$$D_h = \frac{4 \cdot \frac{\pi \cdot r_{int\ 1} \cdot r_{int\ 2}}{2}}{D_{int\ 2} + \pi \cdot \sqrt{\frac{r_{int\ 1}^2 + r_{int\ 2}^2}{2}}} \quad (3.50)$$

por sua vez o número de Reynolds toma a forma de

$$Re = \frac{4 \cdot \left(\frac{\dot{m}_w}{2} \right)}{\pi \cdot D_h \cdot \mu_w} \quad (3.51)$$

O número de Nusselt é calculado utilizando a mesma correlação, anteriormente utilizada para as serpentinas de entrada e saída de água

$$f = [0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64]^{-2} \quad (3.52)$$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot P_{r,w}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \cdot \left(P_{r,w}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (3.53)$$

Finalmente, obtêm-se o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior dos tubos alhetados como (6):

$$h_{int2-3} = \frac{k_w \cdot Nu}{D_h} \quad (3.54)$$

As equações anteriores permitem o cálculo da convecção interior, passando agora o objetivo a ser a determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior dos tubos alhetados, do lado dos produtos de combustão.

3.6.2 Coeficiente de transferência de calor por convecção no exterior dos tubos alhetados

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção exterior é ainda mais complexo que o interior, porque aos tubos está ligado um conjunto de alhetas que não possuem um aspeto uniforme.

Estas alhetas, representadas na Figura 3.17, têm a particularidade de possuir saliências, que fazem com que a área exposta à convecção exterior seja superior à de uma alheta plana.

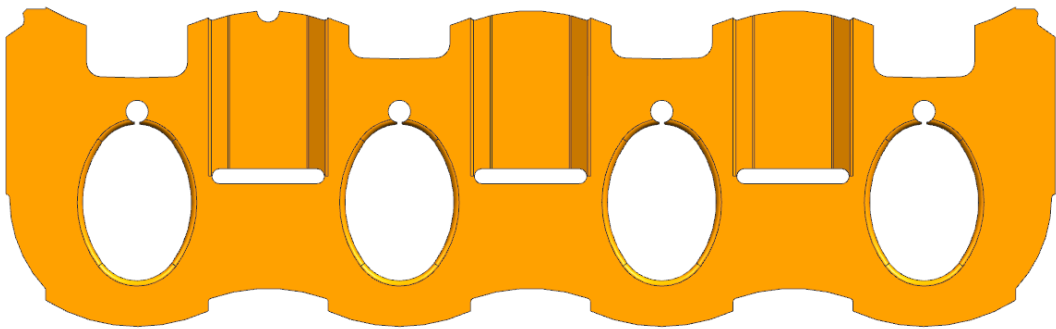


Figura 3.17: Alhetas de um esquentador WR11-2

As saliências provocam ainda o aparecimento de uma nova camada limite, com implicações no coeficiente de transferência de calor por convecção exterior (6). Estas foram evoluindo de forma empírica, juntamente com o crescimento da empresa e da experiência profissional por parte dos seus colaboradores.

Muitas aproximações foram utilizadas, partindo essencialmente do conhecimento adquirido sobre permutadores compactos (11), até ser encontrada a configuração que mais se aproxima da utilizada pelo grupo Bosch. A correlação utilizada, foi a citada num artigo realizado por Wang (12).

A primeira variável a obter é a velocidade dos produtos de combustão nos tubos alhetados, e para isso utiliza-se a seguinte relação

$$V_{pc} = \frac{\dot{m}_{pc}}{\rho_{pc@TC} \cdot A_c} \quad (3.55)$$

Esta contempla o caudal mássico de produtos de combustão a dividir pela densidade e área de escoamento livre. Após a determinação da velocidade calcula-se o diâmetro hidráulico que, para a correlação utilizada, volta a estar dependente da área de escoamento livre, da profundidade do permutador, bem como da área exterior (área quente) (12)

$$D_h = 4 \cdot A_c \cdot \frac{L_{\text{profundidade permutador}}}{A_q} \quad (3.56)$$

A correlação exige ainda o cálculo de um outro diâmetro, que advém do diâmetro exterior dos tubos e da espessura da alheta (12)

$$D_c = D_{ext} + 2 \cdot \delta_f \quad (3.57)$$

Está-se agora em condições de avaliar o número de Reynolds, em função do diâmetro equivalente, calculado na expressão (3.57) (12)

$$Re_{Dc} = \frac{\rho_{Tméd} \cdot D_c \cdot V_{pc}}{\mu_{Tméd}} \quad (3.58)$$

A correlação construída por Wang (12), necessita ainda do cálculo dos coeficientes P1 e P2 para obter o fator de Colburn (12)

$$P1 = 1.9 - 0.23 \cdot \ln(Re_{Dc}) \quad (3.59)$$

$$P2 = -0.236 + 0.126 \cdot \ln(Re_{Dc}) \quad (3.60)$$

Por sua vez, a correlação final, para apenas uma linha de permutadores, toma a forma de (12):

$$j_c = 0.108 \cdot Re_{Dc}^{0.29} \cdot \left(\frac{P_t}{P_L}\right)^{P1} \cdot \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{-0.104} \cdot \left(\frac{F_p}{D_h}\right)^{-0.786} \cdot \left(\frac{F_p}{P_t}\right)^{P2} \quad (3.61)$$

Tendo-se calculado o valor do fator de Colburn é possível estabelecer o número de Nusselt como (6)

$$Nu = j_c \cdot Re_{Dc} \cdot P_r^{\frac{1}{3}} \quad (3.62)$$

Culminando-se com o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção exterior como

$$h_{ext} = k_{pc_{Tméd}} \cdot \frac{Nu}{D_c} \quad (3.63)$$

Em relação ainda a este permutador, a perda de carga no lado dos produtos de combustão assume um papel importante e é calculada utilizando a metodologia citada por Incropera et al. (6), que tem como um dos parâmetros da principal equação o fator de atrito. No trabalho de Wang (12) este fator é apresentado, bem como a metodologia necessária para o calcular,

sendo que é essencial começar por obter as variáveis F1, F2 e F3, que dependem maioritariamente da geometria do permutador e do tipo de escoamento (12).

$$F1 = -0.764 + 0.739 \cdot \frac{P_t}{P_L} + 0.177 \cdot \frac{F_p}{D_c} - \frac{0.00758}{N} \quad (3.64)$$

em que N apresentado na expressão acima, representa o número de filas de tubos, que neste caso toma o valor de um.

$$F2 = -15.689 + \frac{64.021}{\ln(Re_{Dc})} \quad (3.65)$$

$$F3 = 1.696 - \frac{15.696}{\ln(Re_{Dc})} \quad (3.66)$$

Por fim, f fica como (12)

$$f = 0.0267 \cdot Re_{Dc}^{F1} \cdot \left(\frac{P_t}{P_L}\right)^{F2} \cdot \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{F3} \quad (3.67)$$

3.6.3 Eficiência das alhetas

A eficiência das alhetas é uma variável muito importante no cálculo final do calor transferido no permutador. Este cálculo é aproximado a alhetas anulares, espaçadas igualmente entre si (6). Esta aproximação tem em conta um diâmetro equivalente exemplificado na Figura 3.18, de modo a se obter um valor de área que somado seja igual a um quarto da área total de uma superfície alhetada, pois como se pode verificar pela Figura 3.17, a alheta não possui um diâmetro linear.

A Figura 3.19 representa uma maneira gráfica de obter a eficiência para as alhetas consideradas (6):

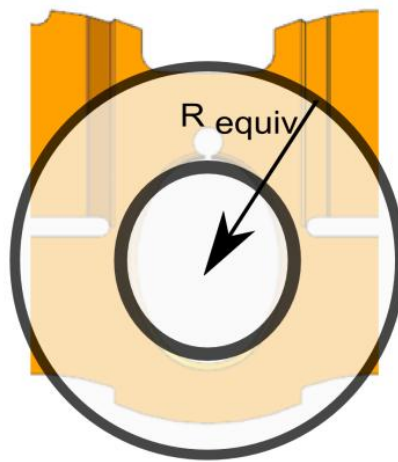


Figura 3.18: Aproximação utilizada para o cálculo do rendimento das alhetas

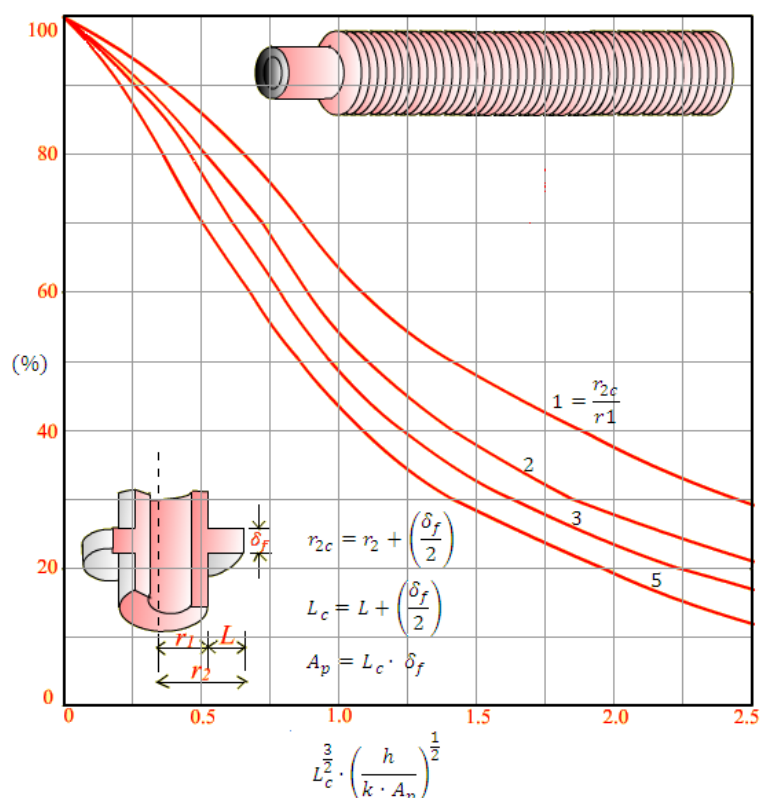


Figura 3.19: Eficiência das alhetas anulares de perfil retangular (6)

Sabendo as dimensões da alheta, juntamente com a utilização da Figura 3.19, obtém-se o rendimento global da superfície alhetada através da expressão (6)

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{total\ alhetada}}{A_{total}} \cdot (1 - \eta_a) \quad (3.68)$$

No entanto, este método apesar de prático ostenta um erro associado à leitura de valores gráficos, superior a um outro método apresentado também em (6), que recorre às funções de Bessel modificadas (K e I) de ordem 0 e de ordem 1. As equações são apresentadas em baixo, desde a Equação (3.69) à Equação (3.72) (6):

$$r_{2c} = r_2 + \left(\frac{\delta_f}{2}\right) \quad (3.69)$$

$$m = \left(\frac{2 \cdot h_{ext}}{k_{cobre} \cdot \delta_f}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.70)$$

$$C_2 = \frac{2 \cdot \left(\frac{r_1}{m}\right)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)} \quad (3.71)$$

$$\eta_a = C_2 \cdot \frac{K_1 \cdot (m \cdot r_1) I_1 \cdot (m \cdot r_1) - I_1 \cdot (m \cdot r_1) \cdot K_1 (m \cdot r_{2c})}{I_0 \cdot (m \cdot r_1) \cdot K_1 \cdot (m \cdot r_{2c}) + K_0 \cdot (m \cdot r_1) \cdot I_1 \cdot (m \cdot r_{2c})} \quad (3.72)$$

Ao conhecer-se a eficiência individual da alheta, a equação que calcula o eficiência global da superfície alhetada volta a ser a expressão (3.68). Por ser mais precisa, esta foi a metodologia utilizada. A temperatura da superfície da alheta também vai ser calculada, recorrendo ao capítulo de alhetas de área de secção transversal não uniforme expostos em (6).

3.6.4 Transferência de calor no permutador de tubos alhetados

Estabelecidos os coeficientes de transferência de calor por convecção exterior, interior e a eficiência das alhetas, é altura de estabelecer as equações que governam a transferência de calor no permutador, utilizando como base de cálculo o método da diferença média logarítmica de temperatura (6), em que a equação geral de troca toma a seguinte forma

$$q_{\text{permutador}} = U_q \cdot A_q \cdot \Delta T_{ml} \quad (3.73)$$

Na equação acima U_q refere-se ao coeficiente global de transferência de calor e pode ser calculado como (6)

$$\frac{1}{U_q} = \frac{1}{h_{\text{int2-3}} \cdot \frac{A_f}{A_q}} + A_q \cdot R_t + \frac{1}{\eta_o \cdot h_{\text{ext}}} \quad (3.74)$$

A resistência relativa à espessura da parede é representada pela multiplicação entre área quente (A_q) e a resistência à condução (R_t), resultante de

$$A_q \cdot R_t = \frac{D_{\text{int}} \cdot \ln \left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} \right)}{2 \cdot k_{\text{cobre}} \cdot \frac{A_f}{A_q}} \quad (3.75)$$

Por sua vez a diferença média logarítmica de temperaturas é avaliada através de (6)

$$\Delta T_m = \frac{(T_{\text{antes permutador,pc}} - T_{3,w}) - (T_{\text{depois permutador,pc}} - T_{2,w})}{\ln \frac{(T_{\text{antes permutador,pc}} - T_{3,w})}{(T_{\text{depois permutador,pc}} - T_{2,w})}} \quad (3.76)$$

Para complementar o calor transferido para os tubos em forma de U, vai ser ainda incluído o calor referente ao processo de radiação. Este é complexo e envolve conhecer a emissividade da chama bem como os fatores de forma. Estes últimos dizem respeito à fração de radiação que chega a uma superfície proveniente de outra, e dependem das localizações e das dimensões de cada superfície (6). No caso dos tubos alhetados, estes encontram-se a uma dada altura dos queimadores, sendo as áreas de cada superfície aproximadamente iguais. A relação

que devolve o valor do fator de forma é a equação (3.79) (6). As variáveis X e Y correspondem à largura e comprimento do queimador, enquanto L representa a distância, em altura, dos tubos alhetados ao queimador (6).

$$\bar{X} = \frac{X}{L} \quad (3.77)$$

$$\bar{Y} = \frac{Y}{L} \quad (3.78)$$

$$F_{ij} = \frac{2}{\pi \cdot \bar{X} \cdot \bar{Y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1 + \bar{X}^2) \cdot (1 + \bar{Y}^2)}{1 + \bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \right]^{\frac{1}{2}} + \bar{X} \cdot (1 + \bar{Y}^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \tan^{-1} \frac{\bar{X}}{(1 + \bar{Y}^2)^{\frac{1}{2}}} \right. \\ \left. + \bar{Y} \cdot (1 + \bar{X}^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \tan^{-1} \frac{\bar{Y}}{(1 + \bar{X}^2)^{\frac{1}{2}}} - \bar{X} \cdot \tan^{-1} \bar{X} - \bar{Y} \cdot \tan^{-1} \bar{Y} \right\} \quad (3.79)$$

Depois de obtido o fator de forma a equação que regula a transferência de calor total por radiação é

$$q_{\text{radiação}} = \frac{\sigma \cdot (T_{\text{chama}}^4 - T_{\text{sup,permutador}}^4)}{\frac{1 - \varepsilon_{\text{chama}}}{\varepsilon_{\text{chama}} \cdot \text{Área}_{\text{queimador}}} + \frac{1}{\text{Área}_{\text{queimador}} \cdot F_{ij}} + \frac{1 - \varepsilon_{\text{cobre}}}{\varepsilon_{\text{cobre}} \cdot \text{Área}_q}} \quad (3.80)$$

Nota: A emissividade da chama, tal como referido, é um assunto complexo e para facilitar a análise térmica considerou-se que esta é igual à dos produtos de combustão a uma temperatura de chama.

Posto isto, falta definir o sistema de equações que este conjunto estabelece entre si, de modo a possibilitar o cálculo das temperaturas dos produtos de combustão e da água, após as respetivas passagens no permutador de tubos em U.

As equações que juntamente com a (3.73) vão fazer parte do sistema de equações são

$$q_{\text{permutador}} + q_{\text{radiação}} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{3,w} - T_{2,w}) \quad (3.81)$$

$$(\dot{m}_{\text{combustível}} \cdot PCI) - (q_{pc,A \rightarrow \text{sup}A} + q_{pc,B \rightarrow \text{sup}B} + q_{\text{permutador}}) \\ = \dot{m}_{pc} \cdot c_{p_{ar,médio}} \cdot (T_{D,pc} - T_{\text{amb}}) \quad (3.82)$$

O somatório das três equações inclui as principais trocas térmicas presentes nos tubos em forma de U, que juntamente com as expressões já enunciadas neste capítulo, contemplam os principais métodos de transferência de calor num esquentador WR11-2.

3.7 Apresentação e discussão dos resultados

Introduzindo as equações num software adequado tipo: Excel, Matlab ou EES, para acelerar o processo e o tornar mais rigoroso e também para o automatizar, é possível resolver tudo em função dos parâmetros de entrada anteriormente definidos, fazendo-os variar dentro de uma gama de valores admissível, de modo a verificar as alterações nos resultados obtidos.

Está-se agora em condições de poder construir um conjunto de tabelas e gráficos que apresentem todas as variáveis inicialmente definidas. Para além disso, existem outros parâmetros que são devolvidos pelo sistema de equações e que podem ajudar a identificar os processos de transferência de calor. Exemplo disso são:

- Eficiência das alhetas;
- Calor ganho pela água na serpentina de entrada;
- Calor ganho pela água no permutador;
- Calor ganho pela água na serpentina de saída;
- Rendimento global da câmara de combustão;
- Perda de carga dos produtos de combustão no permutador.

A Tabela 3.2 apresenta grande parte dos resultados para vários caudais de água e gás natural impostos. Em todos eles a água entra a uma temperatura de 15°C.

Tabela 3.2: Tabela de resultados

Variáveis Impostas											
Nome	Valores										Unids
Fracção \dot{m}_w	100	75	50	100	75	50	100	75	50	40	%
Fracção \dot{m}_{CH_4}	100	100	100	75	75	75	50	50	50	30	%
$T_{1,w}$	15										°C
Variáveis Calculadas											
$T_{A,pc}$	1431	1431	1431	1169	1169	1169	875,6	875,6	875.6	602.9	°C
$T_{B,pc}$	1386	1386	1386	1130	1130	1130	845.4	845.4	845.4	581.5	°C
$T_{sup,A}$	80.88	81.63	83.11	67.66	68.26	69.45	53.1	53.53	54.38	41.25	°C
$T_{sup,B}$	100.7	108.3	123.3	82.21	87.96	99.18	62.54	66.38	73.88	55.62	°C
$T_{sup,se,ext}$	17.78	18.6	20.23	17.21	17.87	19.17	16.58	17.05	17.99	17.4	°C
$T_{sup,ss,ext}$	41.7	50.16	66.74	35	41.34	53.73	28.31	32.53	40.77	34.05	°C
$T_{C,pc}$	1343	1343	1344	1094	1094	1095	816.8	817.1	817.5	561.6	°C
$T_{D,pc}$	232.7	240.8	255	193.3	199.7	211.3	150.3	154.9	163.5	123.7	°C
$T_{2,w}$	15.79	16.06	16.58	15.63	15.84	16.26	15.45	15.6	15.9	15.73	°C
$T_{3,w}$	39.69	47.75	63.69	33.32	39.3	51.11	27.03	30.95	38.7	32.32	°C
$T_{4,w}$	40.42	48.72	65.1	33.9	40.07	52.24	27.44	31.5	39.51	32.97	°C
η_o	92.41	92.39	92.37	93.11	93.1	93.08	93.99	93.98	93.97	94.9	%
Q_n	21.85	21.85	21.85	16.38	16.38	16.38	10.93	10.93	10.93	6.55	kW
$q_{sup,A}$	699.5	698.7	697.1	547.7	547.1	546	383.9	383.6	382.9	239.5	W

Variáveis Impostas											
Nome	Valores										Unids
Fracção m_w	100	75	50	100	75	50	100	75	50	40	%
Fracção m_{CH_4}	100	100	100	75	75	75	50	50	50	30	%
$T_{1,w}$	15										°C
Variáveis Calculadas											
$q_{sup,B}$	658.3	651.8	639.8	516	511.5	503.2	362.3	359.6	354.7	222	W
q_{se}	609.2	608.5	607	483.8	483.2	482.1	346.4	346	345.2	222.6	W
q_{ss}	563.7	556.3	542	448.2	443	432.8	321.4	318.2	311.9	200.3	W
$q_{perdido,supA\ e\ supB}$	184,8	185,6	187,9	131,7	132,4	134,2	78,43	79,06	80,5	38,63	W
$q_{permutador}$	17.77	17.67	17.50	13.23	13.16	13.03	8.721	8.674	8.587	5.038	kW
$q_{radiação}$	534,8	534,7	534,5	319,1	319	318,8	146,6	146,6	146,5	47,56	W
$q_{permutador+radiação}$	18.3	18.2	18	13.6	13.5	13.4	8.87	8.82	8.73	5.1	kW
$\Delta P_{permutador}$	0.91	0.93	0.97	0.74	0.76	0.78	0.57	0.58	0.60	0.45	Pa
$\eta_{câmara}$	89.1	88.6	87.8	88.3	87.9	87	87.2	86.8	85.9	84	%

O modelo permite também construir um gráfico como o da Figura 3.20, apresentando as gamas de temperaturas passíveis de serem atingidas, por parte da água, num esquentador WR11-2. Para valores de caudais inferiores a 4l/min foi tido em conta que não podem ser atingidas temperaturas demasiado elevadas, acima de uma variação de 50 graus.

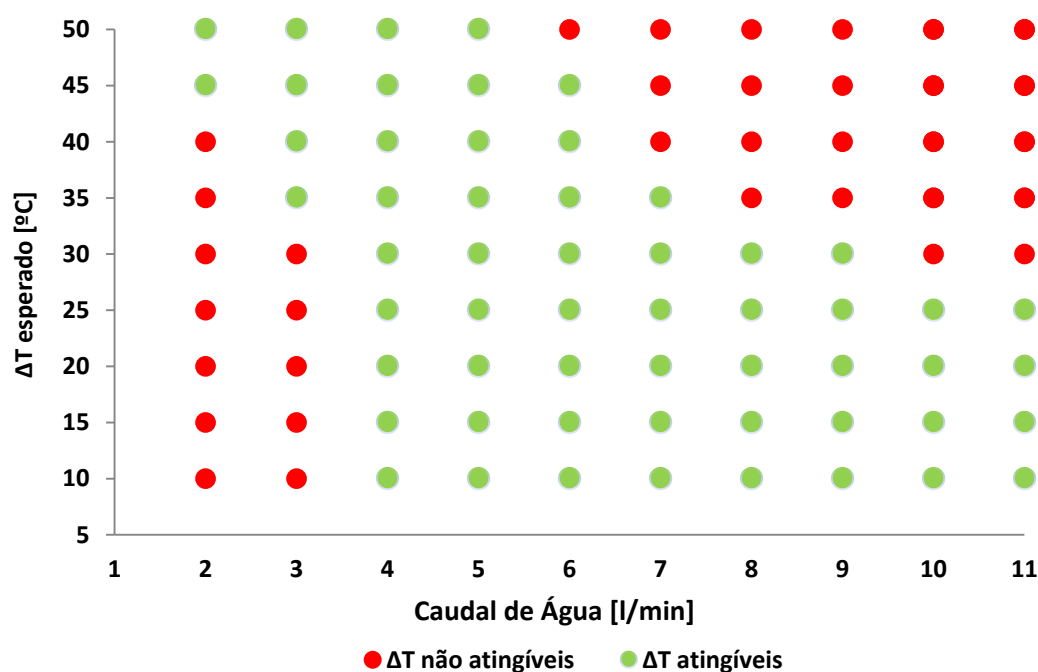


Figura 3.20: Relação de caudal de água vs. variação temperatura

Em seguida apresenta-se um conjunto de figuras, desde a Figura 3.21 até à Figura 3.28, que pretendem ajudar a compreender melhor os fenómenos de transferência térmica num esquentador WR11-2.

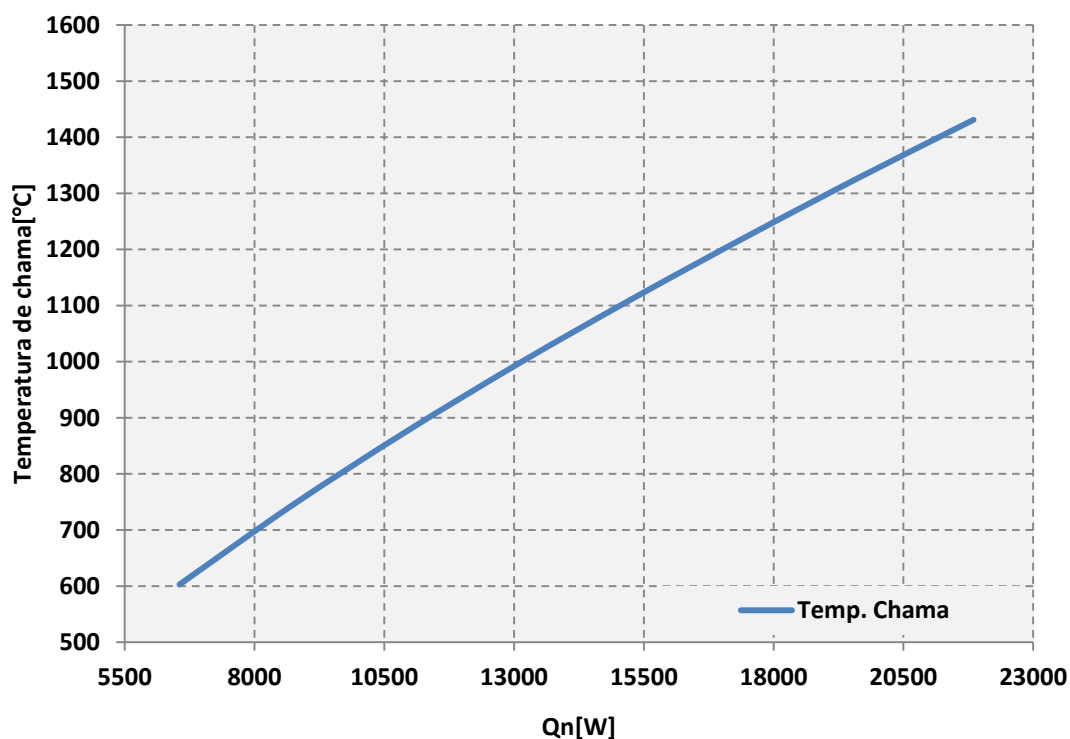


Figura 3.21: Relação Q_n nominal vs Temperatura adiabática de chama

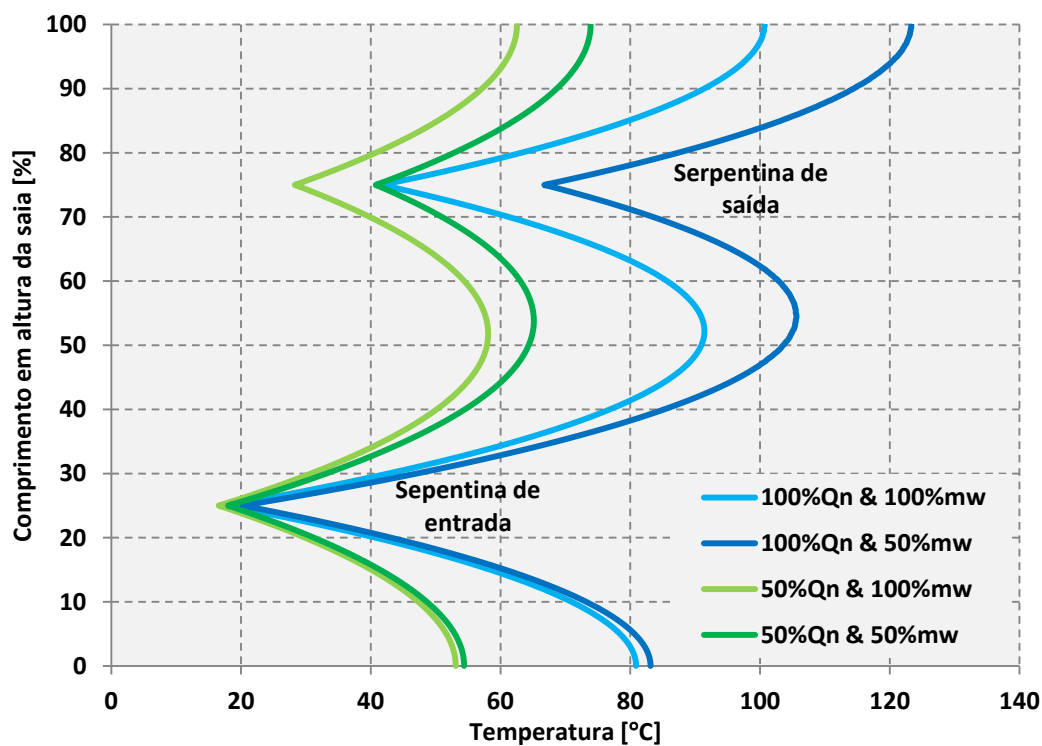


Figura 3.22: Perfil de Temperatura da saída para várias % Q_n & % m_w

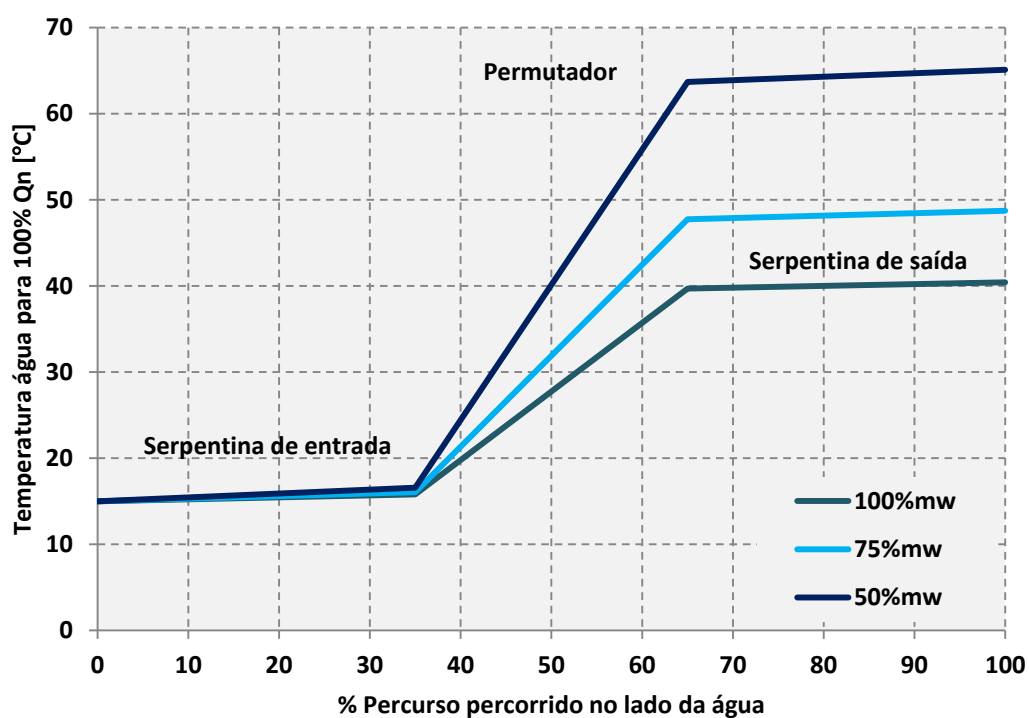


Figura 3.23: Temperatura da água ao longo da câmara de combustão

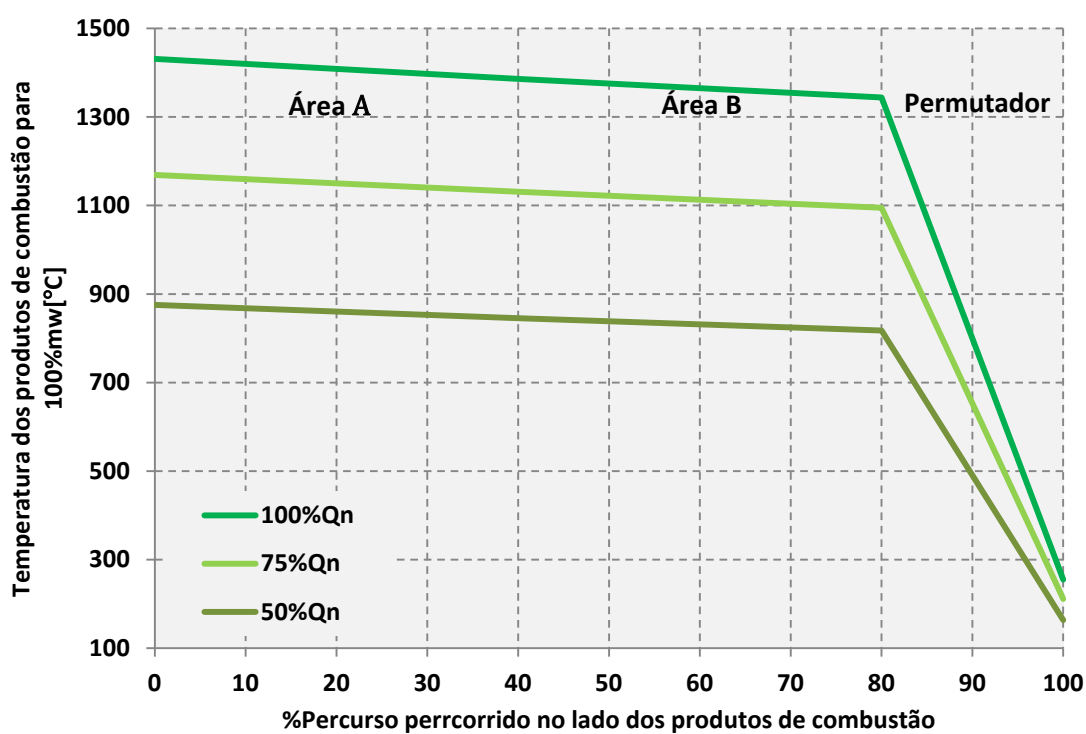


Figura 3.24: Temperatura dos produtos de combustão ao longo da câmara de combustão

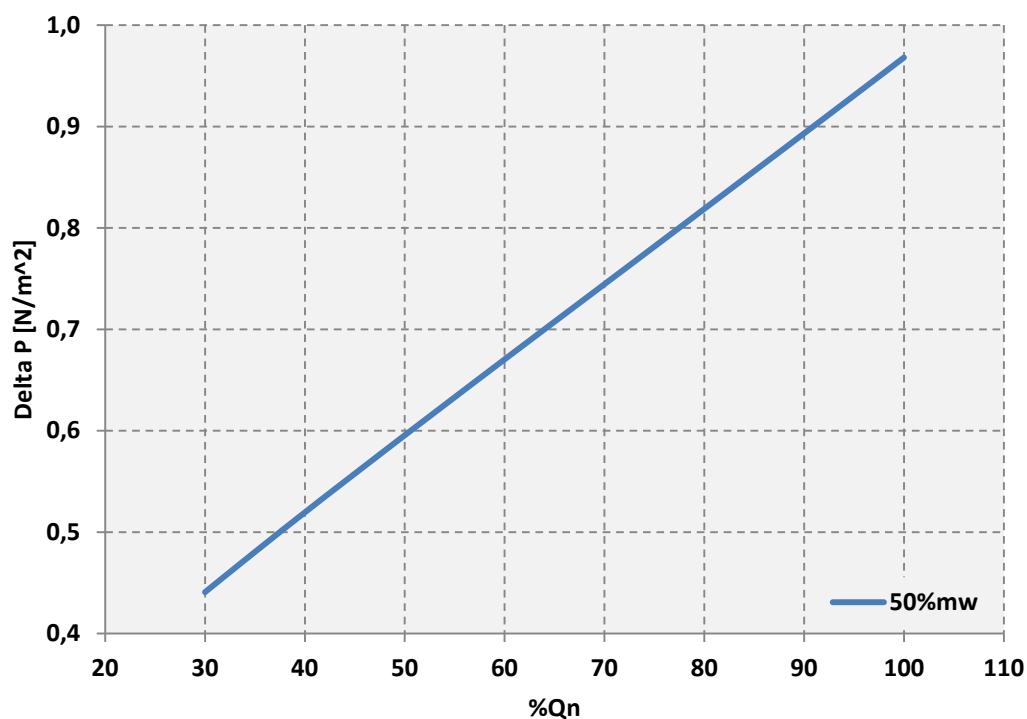


Figura 3.25: Queda da pressão dos produtos de combustão no permutador de tubos alhetados

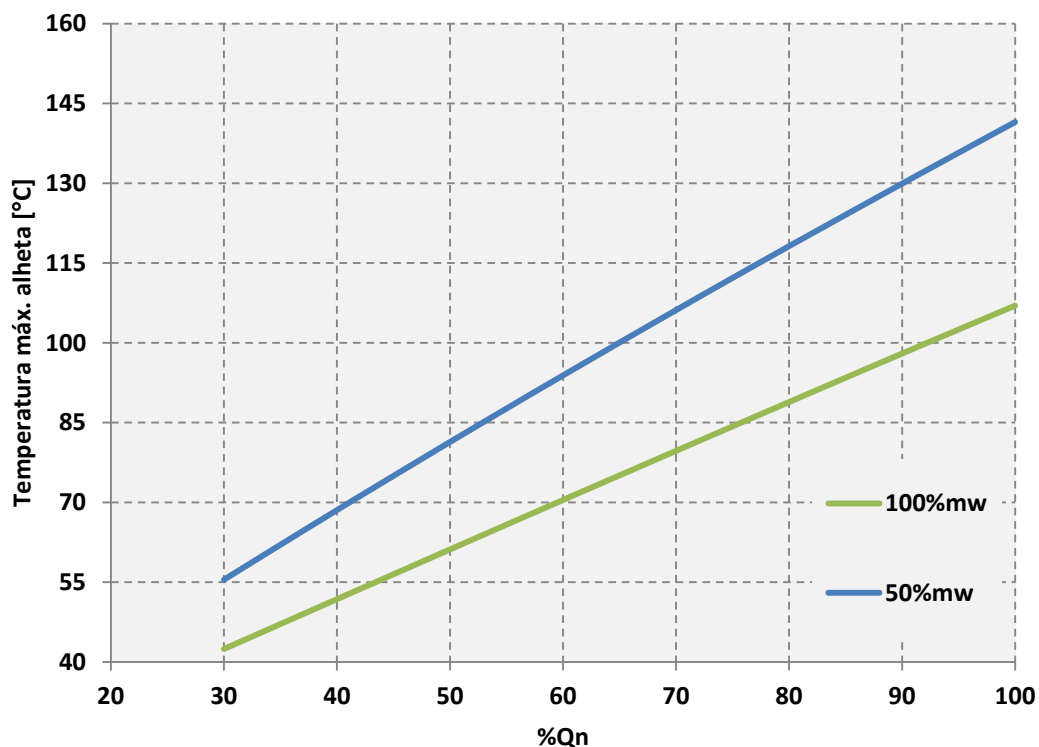


Figura 3.26: Temperaturas máximas nas alhetas em função do Qn

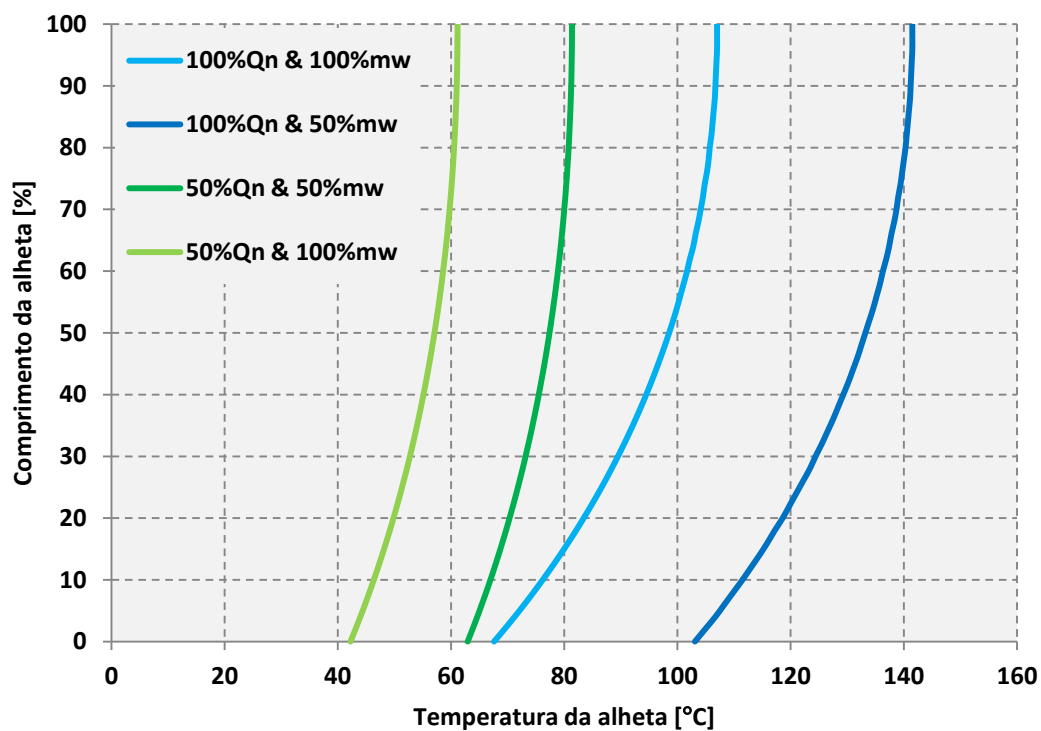


Figura 3.27: Temperatura da alheta em função de %Qn & %mw

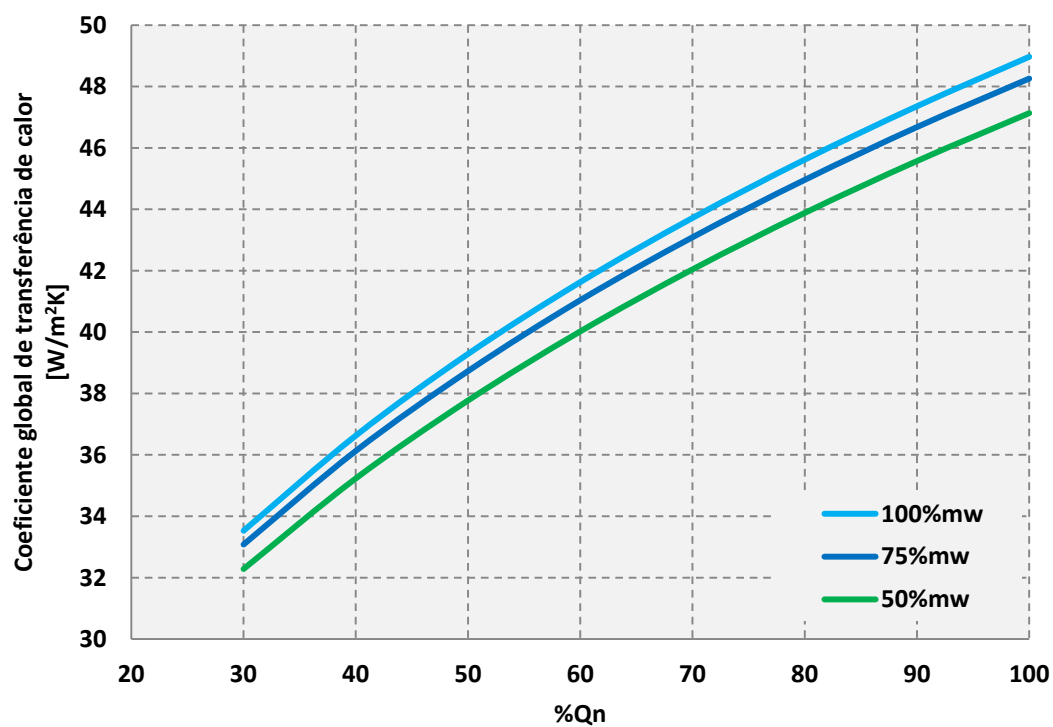


Figura 3.28: Variação do coeficiente global de transferência de calor em função %Qn & %mw

3.7.1 Análise dos resultados

Uma análise geral aos resultados obtidos permite identificar uma variação nos processos de transferência de calor num esquentador WR11-2, dependendo maioritariamente do caudal de água e gás natural impostos no sistema.

Analisando individualmente alguns parâmetros, e começando pelo rendimento do aparelho, este comporta-se da seguinte maneira: é máximo para potências máximas e decresce para potências mínimas; de acordo com o obtido este varia entre os 89% e 84%. O valor médio calculado é de aproximadamente 87.3%. Este está próximo do apresentado no manual de venda do aparelho (88%), o que revela, numa primeira instância, uma boa semelhança dos resultados obtidos, com os dos testes impostos pela norma (5).

Em relação às temperaturas adiabáticas de chama, verifica-se que estas variam com o caudal de gás natural (que por sua vez, como já identificado, provoca alterações no caudal de ar admitido), correspondendo a maior temperatura à menor percentagem de admissão de ar e maior admissão de gás natural no sistema (Figura 3.21).

As temperaturas de superfície também vão oscilar e segundo calculado pelo modelo (Figura 3.22), em média a temperatura é maior na área B que na área A, explicação que se deve à admissão de ar (realizada na Área A), juntamente com o facto de a serpentina de saída de água se situar na parte superior da saia (Área B). No que diz respeito ao calor ganho pelas serpentinas e pelo permutador de tubos alhetados, os resultados revelam que a grande variação de temperatura na água ocorre no permutador (Figura 3.23), concluindo-se que a função das serpentinas é maioritariamente a de arrefecer a saia e não tanto de aquecer a água. A Figura 3.22 é exemplificadora disso mesmo, existindo uma diminuição da temperatura nas zonas de contacto das serpentinas e aumentando à medida que se afasta destas. O valor máximo atinge-se regulando o aparelho na percentagem máxima de caudal térmico nominal e utilizando metade do caudal máximo da água, alcançando a saia cerca de 120°C no ponto mais distante das serpentinas (zona exterior correspondente às alhetas).

Relativamente aos produtos de combustão, estes diminuem pouco a sua temperatura até ao permutador de tubos alhetados, local onde segundo o modelo se verifica uma queda significativa (Figura 3.24). A perda de carga, de acordo com o calculado para o permutador de tubos alhetados, revela ser bastante pequena, o que permite aos produtos de combustão circularem livremente e serem expelidos com relativa facilidade, ideal para os esquentadores do tipo atmosférico (Figura 3.25).

Quanto às alhetas é de referir que é nestas que a temperatura de superfície é maior, perto dos 145°C, e ocorre novamente para as condições de aproximadamente metade do caudal de água e máximo caudal de gás natural. (Figura 3.26 e Figura 3.27).

Por último, importa referir que o valor do coeficiente global de transferência de calor diminui com a diminuição de ambos os caudais (água e gás natural), sendo esta a principal razão pela qual existe também uma queda no rendimento global do aparelho (Figura 3.28).

4. Validação do modelo

4.1 Introdução

O procedimento experimental é um método valioso, mas muitas vezes dispendioso, de se obter resultados. Quando bem executado, pode servir para validar novas propostas, ou simplesmente para provar a fragilidade das mesmas. Não devendo nunca serem desprezados, é aconselhável que os testes práticos sejam realizados em fase avançada do projeto, posteriores ao estudo das proposta através de métodos alternativos. Nos dias de hoje, esses métodos são maioritariamente métodos computacionais.

É pelas razões atrás enunciadas que se elaborou o modelo no capítulo três, e quanto mais preciso este for mais confiança se pode ter nas alternativas propostas.

Este capítulo representa a parte prática da dissertação, e resultou num contacto direto com os laboratórios disponibilizados pela Bosch Termotecnologia, sendo o principal objetivo verificar a qualidade dos resultados obtidos com o modelo desenvolvido até ao momento.

4.2 Preparação para os testes

A primeira coisa a fazer, para qualquer tipo de procedimento experimental, é estabelecer as variáveis a medir e o tipo de testes a efetuar.

Começando por definir as variáveis que vão ser medidas tem-se o seguinte:

- Temperatura ambiente e humidade;
- Caudal de gás natural imposto;
- Percentagem CO₂ depois do permutador;
- Temperatura dos produtos de combustão depois do permutador;
- Temperatura de entrada e de saída da água do esquentador WR11-2;
- Temperatura média da saia na zona exterior às das alhetas.

Para validar o calor ganho pelas serpentinas deviam ser acrescentadas a estas variáveis mais duas, relativas à medição da temperatura antes e depois do permutador de tubos alhetados. Para isso dois sensores de imersão (NTC) deveriam ser instalados nos locais pretendidos. No final, estes pontos não foram medidos, mas não vão deixar de ser discutidos na conclusão deste capítulo, através da comparação com resultados de ensaios anteriores.

A análise experimental tem como objetivo fazer variar os caudais de gás e água. Os valores propostos para os caudais de água e caudal térmico nominal são os apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Tabela de pontos experimentais

\dot{m}_w	Q_{nominal}			
[l/min]	[% Q_n]			
5.5	30	50	75	100
7	30	50	75	100
11	30	50	75	100

Estabelecidos os pontos e o tipo de teste pretendido, é altura de preparar o aparelho para análise e equipá-lo com os instrumentos de medição necessários. A Tabela 4.2 identifica os instrumentos utilizados para a realização do teste. Alguns destes encontram-se intrínsecos á bancada experimental (Figura 4.1) e outros têm de ser instalados no próprio aparelho, como é o caso dos sensores de temperatura dos gases e percentagem de CO₂, bem como o sensor de temperatura de topo na saia (Figura 4.2 e Figura 4.3).

Tabela 4.2: Equipamento usada para teste

Equipamento usado para o teste	Número do Instrumento
Manómetro de pressão da água	N0595
Medidor do caudal de água	N2627
Medidor de pressão do gás na entrada	N0459
Medidor de pressão no queimador	N0453
Temperatura de entrada da água	N3588
Temperatura de saída da água	N3589
Medidor da temperatura ambiente	N3608
Medidor da pressão atmosférica	N3609
Medidor da temperatura do gás	N3076
Medidor de temperatura	N3080
Cronómetro	N3343
Analizador de gases CO/CO ₂	N3678



Figura 4.1: Caudalímetros de água e gás

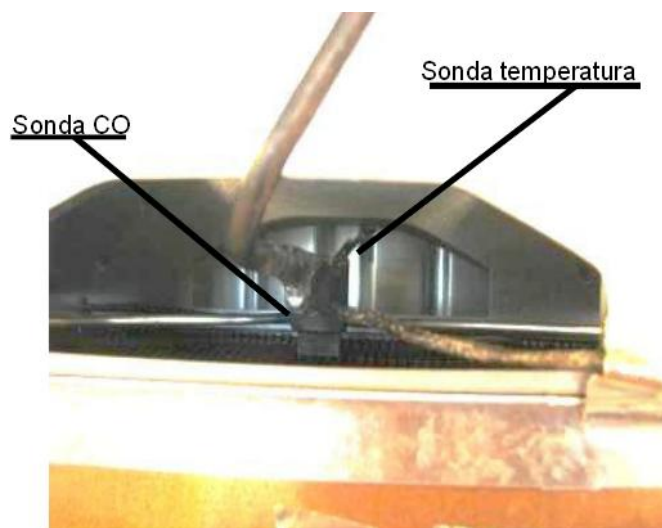


Figura 4.2: Sensor de medição de temperatura e de CO

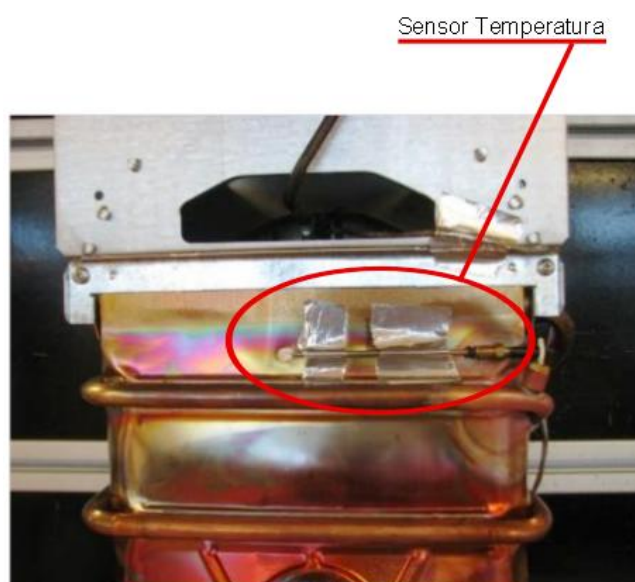


Figura 4.3 Sensor de medição da temperatura da saída

4.3 Procedimento experimental

Colocado o aparelho na bancada experimental, o procedimento é simples e consiste no seguinte:

- Abrir a torneira de água até obter o caudal de água pretendido;
- Regular o caudal de gás até ao valor previamente estipulado; se necessário, para tal regula-se a pressão de admissão do gás;
- Deixar o aparelho estabilizar e registar os valores indicados nos aparelhos de medição;
- Realizar os passos novamente para todos os pontos pré estabelecidos.

4.4 Comparação dos resultados com os do modelo

Realizada a atividade experimental é altura de analisar/comparar os resultados obtidos no teste prático com os fornecido pelo modelo. A Tabela 4.3 destina-se a efetuar esta comparação.

Tabela 4.3: Valores experimentais vs. valores calculados

Caudal água [l/min]		% Qn		%CO2 depois permutador			Temperatura dos produtos comb. seguir permutador [°C]			Temp. entrada água[°C]		Temperatura saída água [°C]			Temp. topo da "Saia" [°C]		
V.E	V.C.	V.E	V.C.	V.E.	V.C.	Desvio %	V.E.	V.C.	Desvio %	V.E.	V.C.	V.E.	V.C.	Desvio %	V.E.	V.C.	Desvio %
5.5		30		2,3	2,487	8%	118,1	119,1	1%	14.1		28,2	28,6	1%	43,3	51,52	19%
		50		3,9	3,816	2%	171,6	163,4	5%	14.8		39,7	39,31	1%	60,1	73,7	23%
		75		5,65	5,386	5%	215	211,1	2%	14.4		51,6	51,65	0%	86,2	98,66	14%
		100		7,75	6,903	11%	256	254,3	1%	13.3		63,6	63,43	0%	118,4	121,8	3%
7		30		2,3	2,487	8%	112,8	115,4	2%	13.9		24,9	25,37	2%	40,8	48,45	19%
		50		3,95	3,816	3%	166,6	157,8	5%	14.6		33,7	33,99	1%	57	68,74	21%
		75		5,55	5,386	3%	208	203,3	2%	13.6		42,6	43,06	1%	80	90,78	13%
		100		7,8	6,903	12%	245	245	0%	12.6		50,7	52,23	3%	102,6	111,6	9%
11		30		2,4	2,487	4%	108,3	109,9	1%	13.3		20,6	20,67	0%	38,3	43,95	15%
		50		4	3,816	5%	160	149,8	6%	14.2		26,8	26,65	1%	52,3	61,83	18%
		75		5,45	5,386	1%	198,7	192,8	3%	14.3		33,5	33,21	1%	72,9	81,59	12%
		100		7,4	6,903	7%	235	230,8	2%	11.7		37,1	37,15	0%	98,1	97,74	0%

A siglas V.E. representam os valores obtidos pelo procedimento experimental, enquanto V.C. os valores calculados. A última coluna de cada separador apresenta o desvio entre ambos os valores.

4.5 Análise dos resultados

A análise da Tabela 4.3 mostra que os resultados obtidos se apresentam dentro de um padrão que industrialmente e academicamente se pode considerar aceitável. O valor da temperatura final da água é aquele que revela uma maior aproximação ao valor real (desvio inferior a 3%, sendo o valor da média ponderada do desvio de 0.91%), e o valor da temperatura do topo da saia é a variável que apresenta um maior desvio (muitas vezes acima dos 15%).

A explicação para a obtenção de um maior desvio na temperatura no topo da saia prende-se em parte com a dificuldade de estudar as trocas térmicas presentes na mesma, resultante da admissão de ar junto das paredes. Mas não só, pois este é também o parâmetro de medição

com maiores erros associados, quer pelo sensor não se encontrar totalmente isolado quer pela grande variação de temperaturas existente na saia.

Ainda assim esta variável é muito importante, e o facto de o modelo apresentar valores superiores aos medidos experimentalmente permite antever situações mais críticas de funcionamento (temperaturas mais altas).

Apesar de não ter sido avaliada neste teste experimental, como anteriormente anunciado, sabe-se através de testes anteriores que as serpentinas apenas sobem a temperatura da água em média 5%, indo ao encontro aos valores obtidos pelo modelo e apresentados no fim do capítulo 3 (cerca de 6% obtido pelo modelo). Também neste parâmetro se pode considerar que se anda perto dos resultados práticos obtidos.

Em suma, o modelo é considerado válido e passível de poder servir de base para a análise das novas propostas apresentadas no capítulo cinco, visando reduzir a utilização do cobre da câmara de combustão de um esquentador WR11-2.

5. Propostas que visam reduzir a utilização do cobre

5.1 Introdução

Os mercados internacionais sofrem constantes atualizações, que dependem maioritariamente da lei oferta-procura, o que faz com que o preço das principais matérias-primas se altere. Sabendo deste facto, cada vez mais as empresas de maior referência como é o caso da Bosch Termotecnologia, procuram investir em alternativas que compensem uma possível subida dos preços, tornando-se assim menos dependentes das oscilações de mercado.

O cobre, principal constituinte das câmaras de combustão dos esquentadores, não foge à regra e está sujeito às variações dos mercados. A Figura 5.1 representa a evolução no custo do cobre desde Janeiro de 2002 até à atualidade, revelando a tendência para um contínuo crescimento do seu valor de compra, agora situado nos aproximadamente 7€/kg.

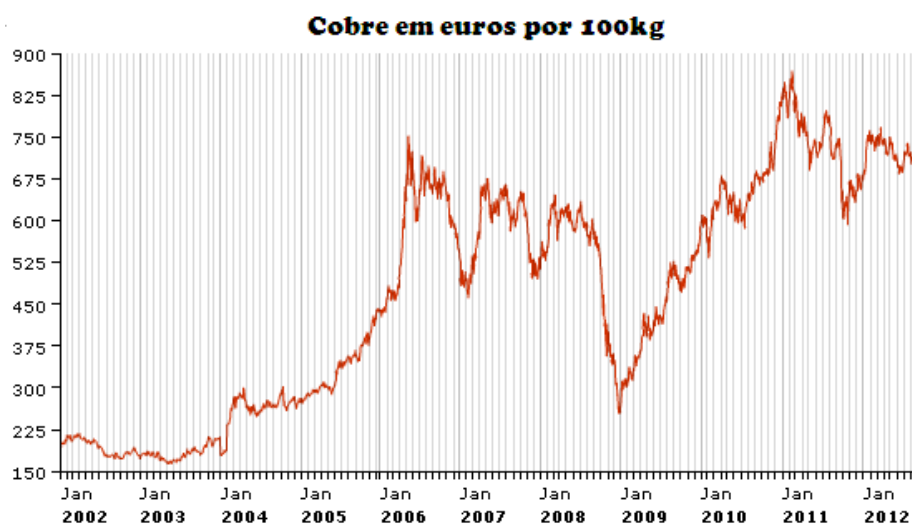


Figura 5.1: Variação do custo de aquisição do cobre (2)

Apesar do preço, as características já enunciadas, como a boa condutividade térmica, e boa resistência a altas temperaturas e a choques térmicos, fazem deste um material de excelência na constituição da maioria dos permutadores de calor (6).

Encontrar alternativas viáveis é o desafio deste capítulo, onde vão ser apresentadas algumas propostas de redução/substituição do cobre para câmaras de combustão dos esquentadores WR11-2.

5.2 Soluções propostas

Para dar resposta a este tema foi necessário realizar sucessivas pesquisas no que respeita aos principais constituintes das câmaras de combustão, a fim de encontrar modos/materiais que permitam substituir/reduzir, sem perdas de rendimento, o uso do cobre num esquentador WR11-2. Os primeiros obstáculos que se apresentam a esta redução/substituição são:

1. Proporcionar a mesma taxa de transferência de calor utilizando o espaço disponível num esquentador WR11-2;
2. Garantir a compatibilidade com os fluidos de trabalho (água e produtos da combustão);
3. Tolerar altas temperaturas bem como resistir ao choques térmicos durante o ciclo de vida de um esquentador WR11-2.

A estes obstáculos junta-se a capacidade de a alternativa escolhida poder ser fabricado em largas escalas. Nesta dissertação vai dar-se ênfase aos efeitos que uma possível alteração provoca na permuta térmica, não colocando de parte as demais vertentes identificadas.

Validado que está o modelo, utiliza-se o mesmo para analisar a transferência de calor das várias propostas, permitindo construir tabelas como a Tabela 5.1.

A Tabela 5.1 tem como objetivo comparar o rendimento médio das câmaras de combustão fabricadas por três materiais metálicos distintos, não alterando as suas dimensões atuais. Os materiais escolhidos são utilizados nos dias de hoje na construção de grande parte dos permutadores de calor (13).

Tabela 5.1: Rendimento de uma câmara de combustão utilizando três materiais distintos (6)

Materiais	$k[W/m \cdot K]$	$\eta_{o\ câmara} [\%]$
Cobre	396.5	88
Alumínio	239.7	86
Aço Inoxidável	21.65	67

Da análise realizada o cobre evidencia o porquê de ser o material de eleição, ao ser de todos aquele que conduz a um maior rendimento, seguindo-se o alumínio e, por último, o aço inoxidável.

No entanto, é necessário procurar soluções que à partida não colocam tão grandes entraves a uma possível aplicação prática. Por exemplo, a mudança radical para uma câmara de combustão de aço inoxidável ou alumínio, com o mesmo design da atual, era impraticável porque facilmente se verifica que não respeitaria pelo menos um dos três requisitos já enunciados, quer pelos baixos rendimentos térmicos atingidos quer pela incompatibilidade de

trabalhar com ambos os fluidos. Assim, opta-se por manter a água sempre em contacto com o cobre, e procura-se eliminar caminhos ou até substituir elementos que equivalem a uma menor percentagem na transferência de calor dos produtos de combustão para a água. Exemplos disso, são as serpentinas de entrada e saída de água bem como a “saia”, cuja principal função revelou ser mesmo a de condução dos produtos de combustão, desde o queimador até ao permutador de tubos alhetados.

As propostas elaboradas resumem-se assim em três conjuntos:

1. Alteração do percurso da água por redução do comprimento das serpentinas;
2. Substituição das alhetas em cobre por um material alternativo (material condutor);
3. Substituição da saia em cobre por um material alternativo (material isolante).

Estas propostas vão ser de seguida expostas pela sua ordem de apresentação, e o modelo construído vai ser utilizado para devolver os parâmetros de maior relevância resultantes das sucessivas alterações.

Para responder da melhor forma a todas as propostas, vão ser necessárias alterações ao modelo, sendo que a mais significativa diz respeito à transferência de calor para a saia fabricada num material isolante, deixando de ser considerada uma superfície alhetada mas sim uma parede plana, sujeita ao processo de convecção de gases quentes.

5.2.1 Alteração do percurso da água por redução do comprimento das serpentinas

Efetuando um percurso, com um comprimento aproximadamente igual ao dos tubos alhetados, estas apenas sobem em média cerca de 5 a 6% da temperatura final da água, o que revela uma baixa eficiência destas relativamente aos ganhos térmicos para a água. A proposta visa então reduzir o seu comprimento, através de um aumento nos ângulos ao longo do seu percurso ou recorrendo apenas a uma das serpentinas, instalada no centro da câmara de combustão. Por último, analisa-se mesmo a proposta em que não se recorre a nenhuma das serpentinas na câmara de combustão.

As alterações irão provocar mudanças no rendimento global médio do esquentador, que terá de ser compensado com a inclusão de alhetas nos tubos alhetados; outras mudanças significativas vão ser também analisadas de modo a averiguar a possibilidades de reproduzir estas alterações num protótipo.

A proposta inclui assim três sub-propostas, a primeira em que se começa por retirar 20cm de comprimento a cada serpentina através do aumento dos ângulos no seu percurso, a segunda em que se utiliza apenas uma das serpentinas no centro do permutador e a terceira em que se retira ambas as serpentinas da câmara de combustão.

Para simplificar a análise, as propostas vão agora ser designadas como:

- **NS-20** -Redução de 20cm no comprimento de cada serpentina;
- **NS-50** – Utilização de apenas uma das serpentinas;
- **NS-D** -As serpentinas de entrada e de saída fazem o percurso direto ao permutador.

5.2.1.1 NS-20

Começando pela NS-20, em seguida apresentam-se os resultados mais importantes da análise a esta proposta (Figura 5.2 e Figura 5.3).

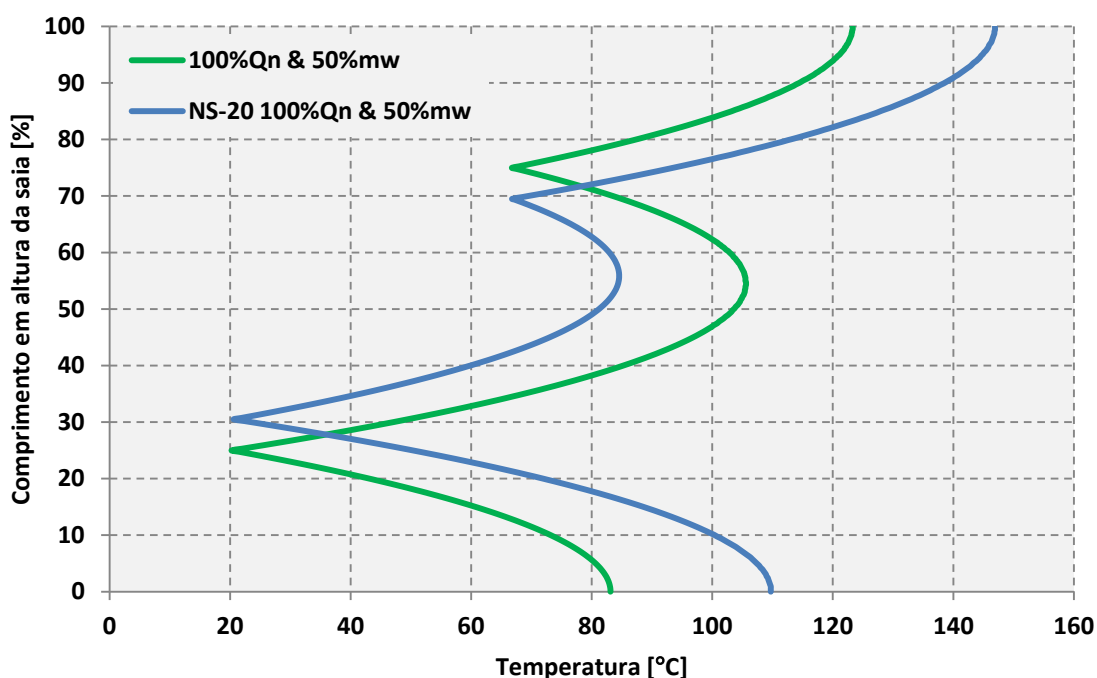


Figura 5.2: Temperatura na saia, proposta NS-20

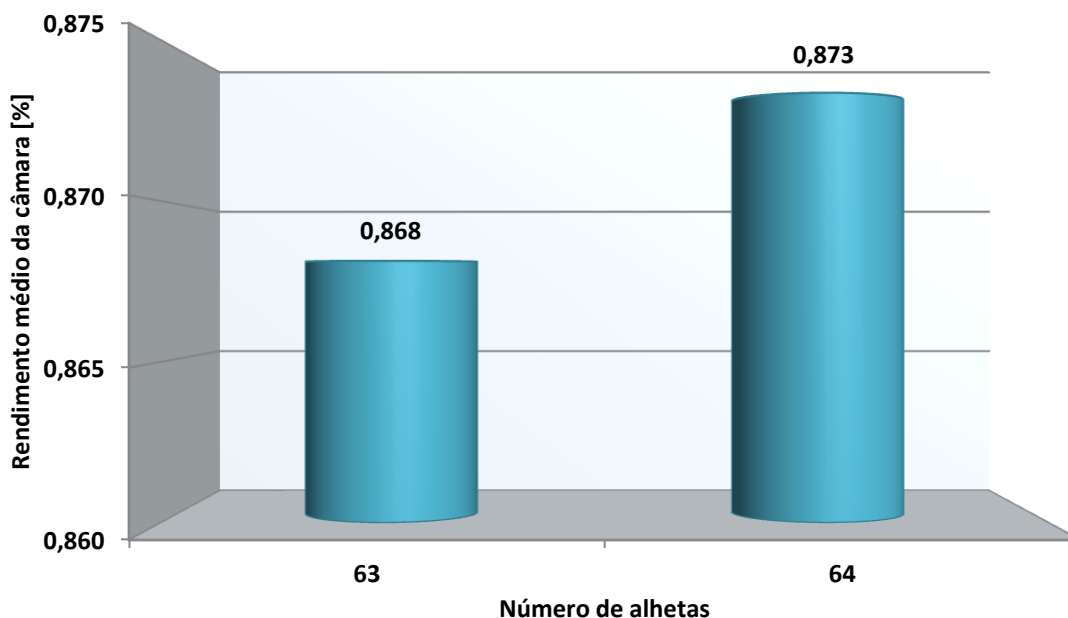


Figura 5.3: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta NS-20

Uma alheta chegou para aumentar o rendimento para o valor desejado, no entanto provoca também um ligeiro aumento na queda de pressão, representada pela Figura 5.4.

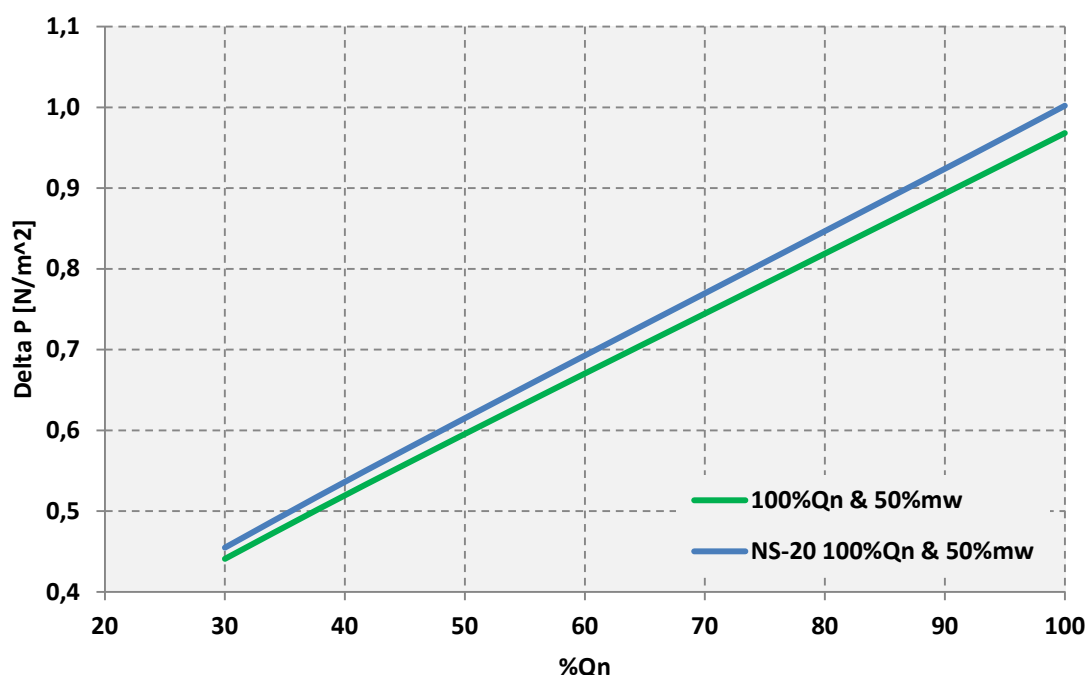


Figura 5.4: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta NS-20

Verifica-se então um aumento na temperatura nos extremos da saia (representado na Figura 5.2), este pode ser perigoso para o seu funcionamento da câmara, porque apesar de ser um valor abaixo do ponto de fusão do cobre (aproximadamente 1083°C (6)), é prejudicial nos testes de durabilidade da câmara de combustão, aumentando os riscos de um processo de oxidação (processo lento) e diminuindo a resistência aos choques térmicos (processo rápido).

5.2.1.2 Análise de custos da proposta NS-20

Depois da avaliação no que respeita à permuta térmica é necessário verificar qual a redução de custos implícita à proposta NS-20.

Realizando uma estimativa em que se utiliza o preço médio de aquisição do cobre (cerca de 7€/kg), é possível através das dimensões e densidades dos componentes estabelecer uma comparação em percentagem entre as duas câmaras de combustão. Deste modo o custo estimado em percentagem para a câmara de combustão atual é apresentado na Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Custos da câmara atual de um esquentador WR11-2

Câmara atual

Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição [€/kg]
Saia	Cobre	25.3	7
Serpentinas	Cobre	25.1	7
63-Alhetas	Cobre	41.5	7
Tubos em U	Cobre	8.10	7
Total		100	

Para a proposta NS-20 o custo estimado em percentagem é apresentado na Tabela 5.3:

Tabela 5.3: Custos relativos à proposta NS-20

NS-20			
Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição [€/kg]
Saia	Cobre	25.3	7
Serpentinas (NS-20)	Cobre	20.1	7
64-Alhetas	Cobre	42.1	7
Tubos em U	Cobre	8.10	7
Total		95.6	

Como se verifica, existe uma redução no custo final de cerca de 4.4%.

5.2.1.3 NS-50

A proposta NS-50 vai ser sujeita à mesma análise que a proposta NS-20, apresentando-se os resultados relativos à temperatura da saia na Figura 5.5.

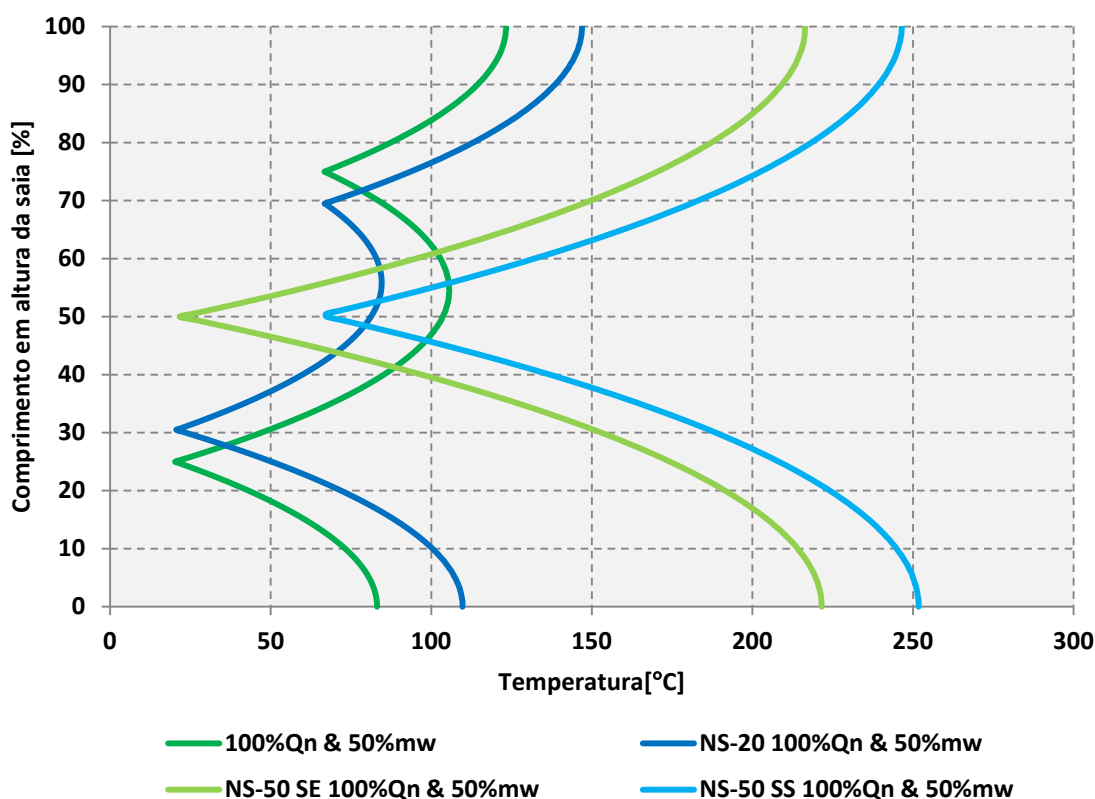


Figura 5.5: Temperatura na saia, proposta NS-50

Esta proposta aumenta ainda mais a diferença de temperatura entre os extremos da saia e a zona de localização da serpentina. De seguida apresenta-se o número de alhetas necessários para manter o rendimento e o respetivo aumento na queda de pressão resultante da alteração feita (Figura 5.6 e Figura 5.7).

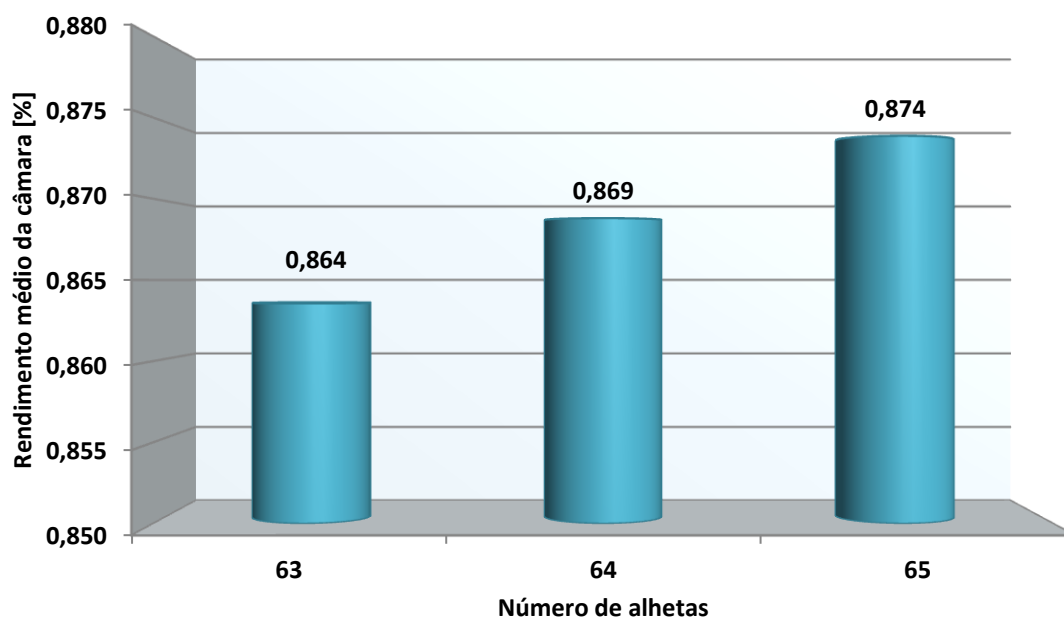


Figura 5.6: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta NS-50

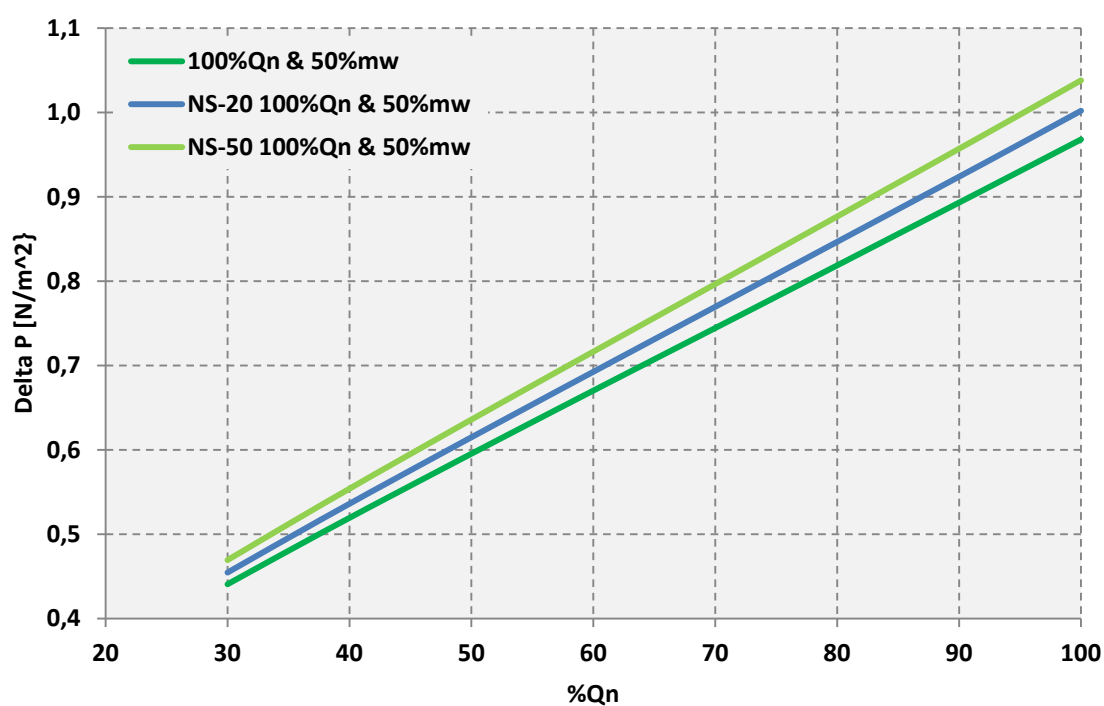


Figura 5.7: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta NS-50

Através da leitura dos gráficos, verifica-se que a inclusão de duas alhetas extra é suficiente para aproximar o rendimento da proposta NS-50 ao da câmara de combustão de um esquentador WR11-2. Em termos de queda de pressão, existe um acréscimo ainda que novamente em pequena escala.

5.2.1.4 Análise de custos da proposta NS-50

A análise de custos da nova proposta é apresentada na Tabela 5.4:

Tabela 5.4: Custos relativos à proposta NS-50

Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição [€/kg]
Saia	Cobre	25.3	7
Serpentinas (NS-50)	Cobre	12.6	7
65-Alhetas	Cobre	42.8	7
Tubos em U	Cobre	8.10	7
	Total	88.8	

Com esta alteração consegue-se uma redução de custo maior que com a proposta anterior, em cerca de **11.2%**, relativamente ao preço da câmara de combustão atual.

5.2.1.5 NS-D

Relativamente à proposta NS-D o perfil de temperaturas vai ser o apresentado na Figura 5.8.

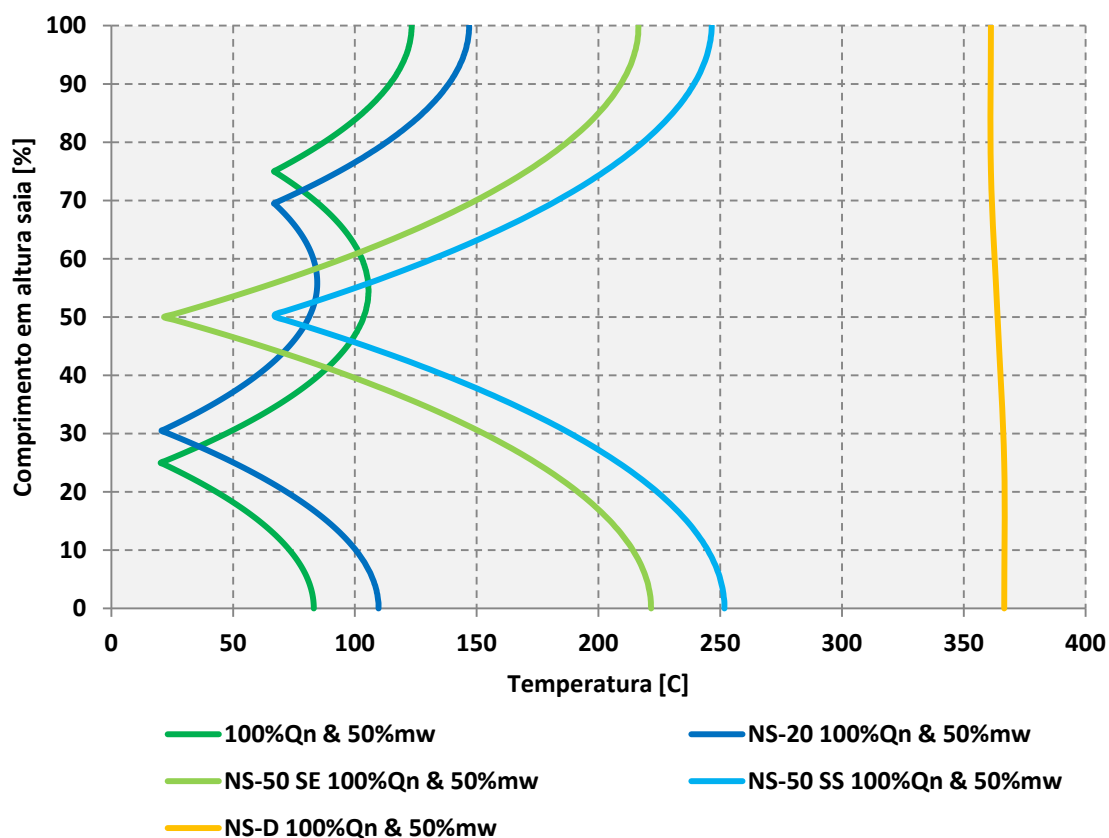


Figura 5.8: Temperatura na saída, proposta NS-D

Seguidamente verifica-se o número de alhetas necessário para a proposta NS-D na Figura 5.9.

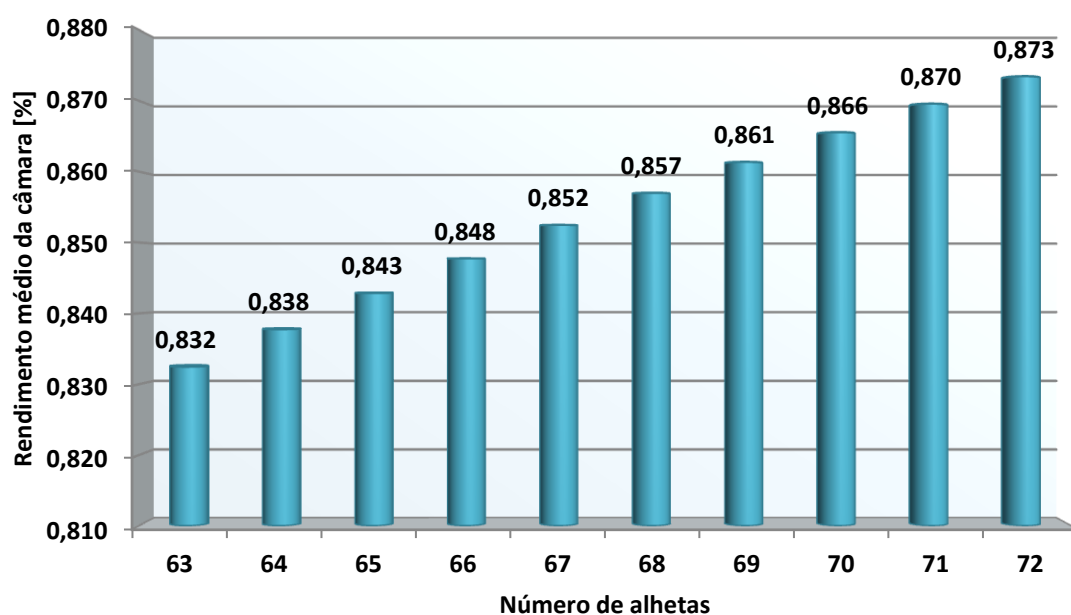


Figura 5.9: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta NS-D

O aumento da queda de pressão no permutador tendo em conta o acréscimo de 9 alhetas é agora maior, descolando-se das propostas anteriores, representado pela Figura 5.10:

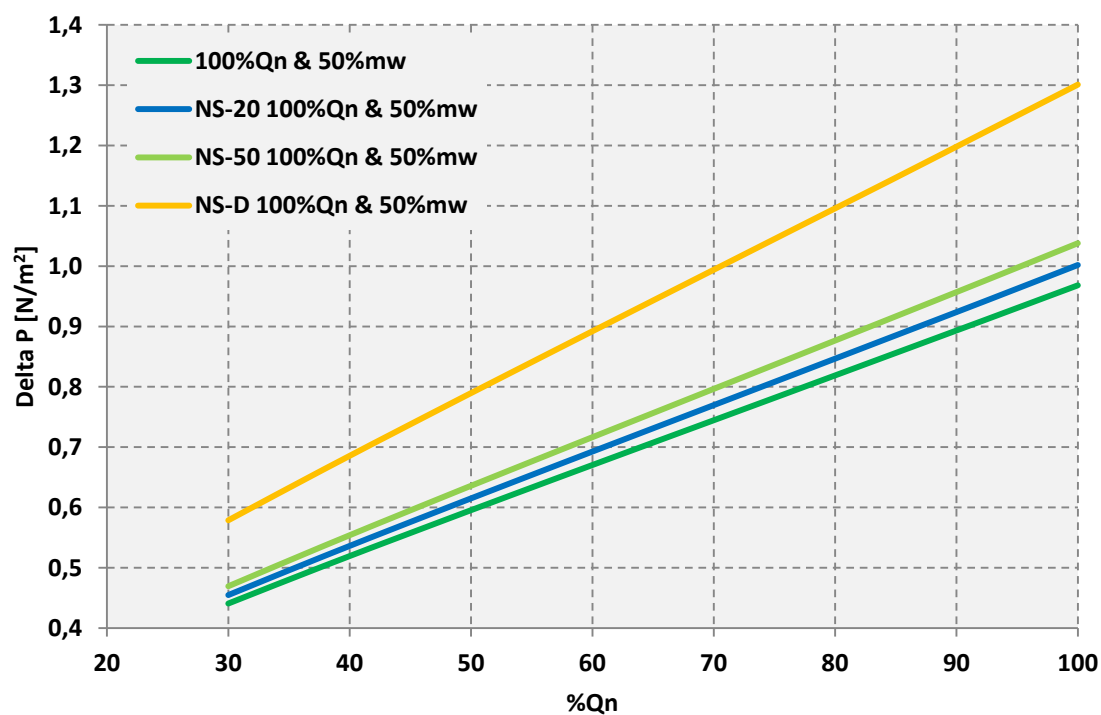


Figura 5.10: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta NS-D

5.2.1.6 Análise de custos da proposta NS-D

Em relação aos custos da nova solução, são apresentados na Tabela 5.5

Tabela 5.5: Custos relativos à proposta NS-D

Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição [€/kg]
Saia	Cobre	25.3	7
72-Alhetas	Cobre	47.4	7
Tubos em U	Cobre	8.10	7
	Total	80.8	

Teoricamente esta proposta permitiria a maior redução de custos até ao momento, na ordem dos **19.2%**. No entanto, e como já verificado na NS-50, esta proposta não é praticável devido às elevadas temperaturas atingidas pela saia.

5.2.2 Substituição das alhetas em cobre por um material alternativo

Analisa-se agora a substituição das alhetas de cobre por um outro material. Este tem de ser à partida um bom condutor térmico. Posto isto, a alternativa que se encontra em melhor posição para substituir o cobre, com um custo de aquisição inferior, é a alheta de alumínio (13). A Tabela 5.1, apresentada no início do capítulo cinco, deixa antever que não existe uma queda abrupta no rendimento de um permutador construído apenas por alumínio, comparativamente a um construído de cobre. Os resultados são apresentados nas Figura 5.11 à Figura 5.13.

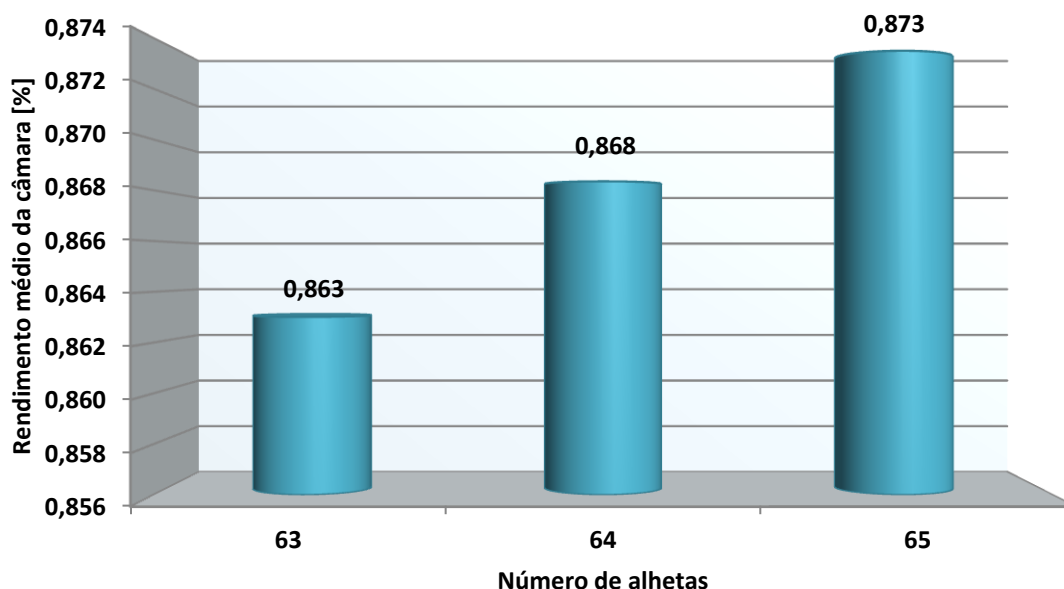


Figura 5.11: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta alhetas de alumínio

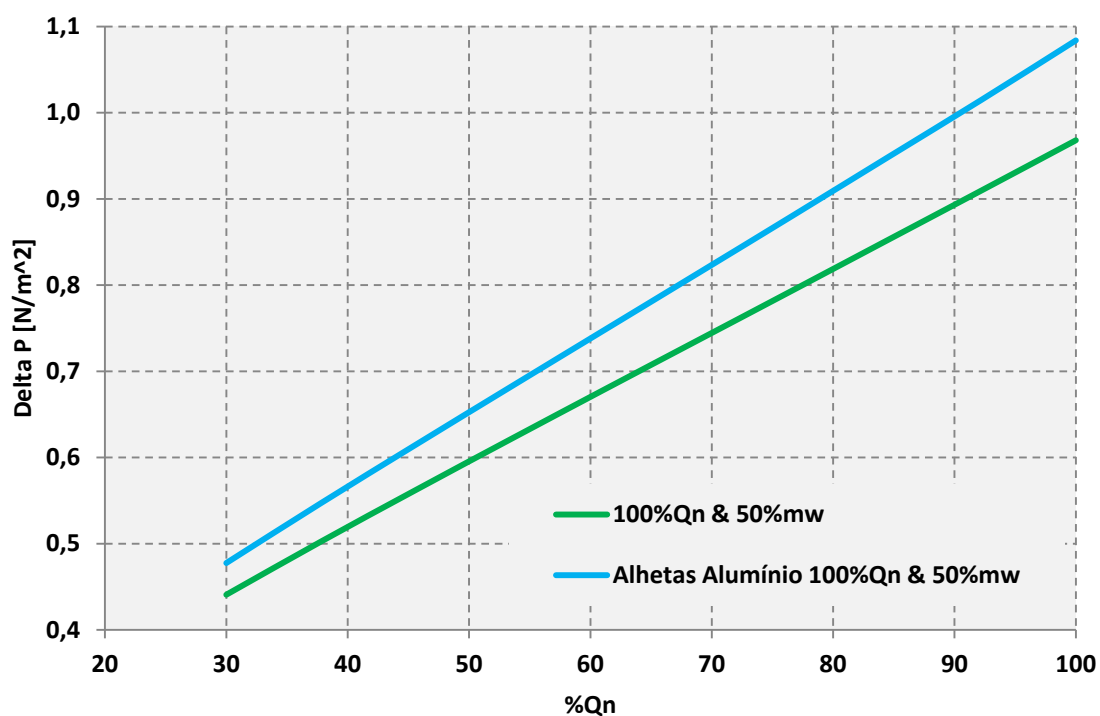


Figura 5.12: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta alhetas de alumínio

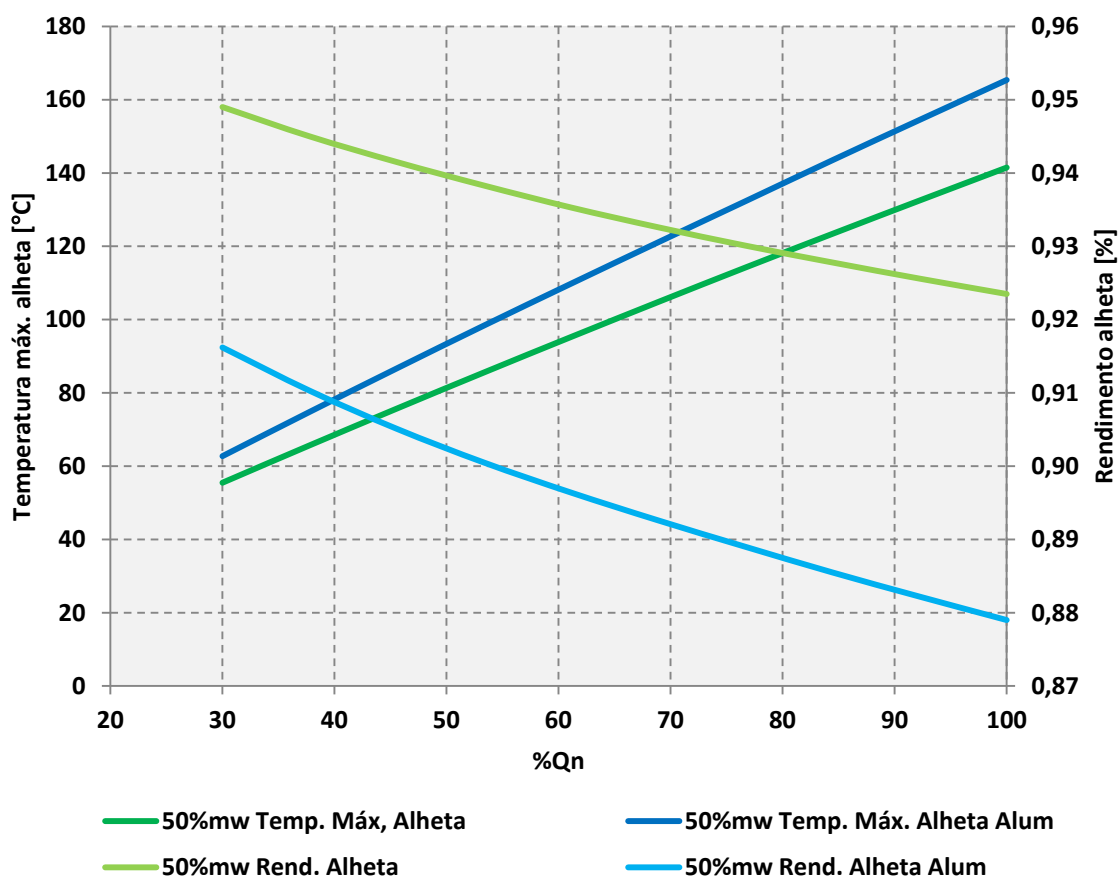


Figura 5.13: Temperatura e rendimento alhetas, proposta alhetas alumínio

Na obtenção destes resultados considerou-se que a ligação entre o tubo elíptico de cobre e as alhetas de alumínio é semelhante à existente entre o tubo e alhetas de cobre. Ainda assim há limitações inerentes a esta alteração: também aqui as temperaturas máximas atingidas pelas alhetas de alumínio vão aumentar cerca de 20°C (Figura 5.13), o que poderá mais uma vez prejudicar a durabilidade do esquentador.

5.2.2.1 Análise de custos da substituição das alhetas

Analisando os custos, tendo em conta o acréscimo de duas alhetas, leva a um custo total das alhetas inferior ao da câmara de combustão atual, por o preço de aquisição do alumínio ser mais baixo que o do cobre, tal como especificado na Tabela 5.6.

Tabela 5.6: Custos relativos à proposta alhetas de alumínio
Alhetas de alumínio

Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição [€/kg]
Saia	Cobre	25.3	7
Serpentinas	Cobre	25.1	7
65-Alhetas	Alumínio	21.4	3.25
Tubos em U	Cobre	8.10	7
	Total	79.9	

Esta proposta teria uma redução de custos na ordem dos **20.1%**.

5.2.3 Substituição da saia em cobre por um material alternativo

Analisa-se agora proposta de substituição da saia por um material alternativo. Como já identificado, uma saia constituída por cobre sem recurso às serpentinas não aguentaria as temperaturas atingidas e aumentaria os efeitos de crack na câmara. Opta-se então pela substituição da saia de cobre por uma saia de um material isolante que possa resistir às altas temperaturas (superiores a 400°C). Os principais requisitos são:

- Resistência a elevadas temperaturas (superiores a 400°C);
- Resistência aos choques térmicos;
- Baixa densidade (para não aumentar em demasia o peso final do aparelho);
- Estanque aos produtos de combustão.

Uma pesquisa junto de marcas que fabricam materiais para isolamento térmico permitiu encontrar alguma diversidade de materiais/soluções que preenchem os requisitos já enunciados, apresentados na Tabela 5.7 (14):

Tabela 5.7 : Tabela de materiais isolantes encontrados

Material Isolante					
Nome do Modelo	Temp. Máx. Trabalho [°C]	k[W/m·k]	ρ [kg/m ³]	Preço [€/m ³]	Preço [€/kg]
Dalfratex	1000	0.137	80	45111	563.90
Promalight 320	1000	0.036	330	3086	9.40
PromatecL	500	0.11	450	1674	3.72
Promaglaf Blankets	1200	0.33	128	382	3.00

Como se pode verificar, os isolantes térmicos para análise possuem características distintas, logo a primeira avaliação vai ter em conta a máxima temperatura que estes podem atingir quando expostos aos produtos de combustão. Deste modo pode-se verificar qual a espessura a utilizar para reduzir ao máximo as perdas térmicas para o exterior. A Tabela 5.8 compara os resultados obtidos.

Tabela 5.8: Temperaturas de trabalho dos isolantes térmicos

Material Isolante			
Nome do Modelo	Temp. Máx. Interior[°C]	Temp. Máx. Exterior[°C]	Espessura isolante[m]
Dalfratex	975	326.2	0.03
Promalight 320	991	316.5	0.0085
PromatecL	578	570.4	0.0003
Promaglaf B.	1196	189.8	0.18

O isolante PromatecL revelou não suportar as temperaturas de trabalho, mesmo para espessuras pequenas como a apresentada na Tabela 5.8, cerca de 0.3 milímetros, encontrando-se automaticamente excluído da restante análise. Para os restantes isolantes térmicos vai ser necessário aumentar o número de alhetas no permutador de modo a obter o mesmo rendimento térmico médio da câmara atual. As Figura 5.14 e Figura 5.15 identificam o número de alhetas necessário, bem como o correspondente aumento na perda de carga.

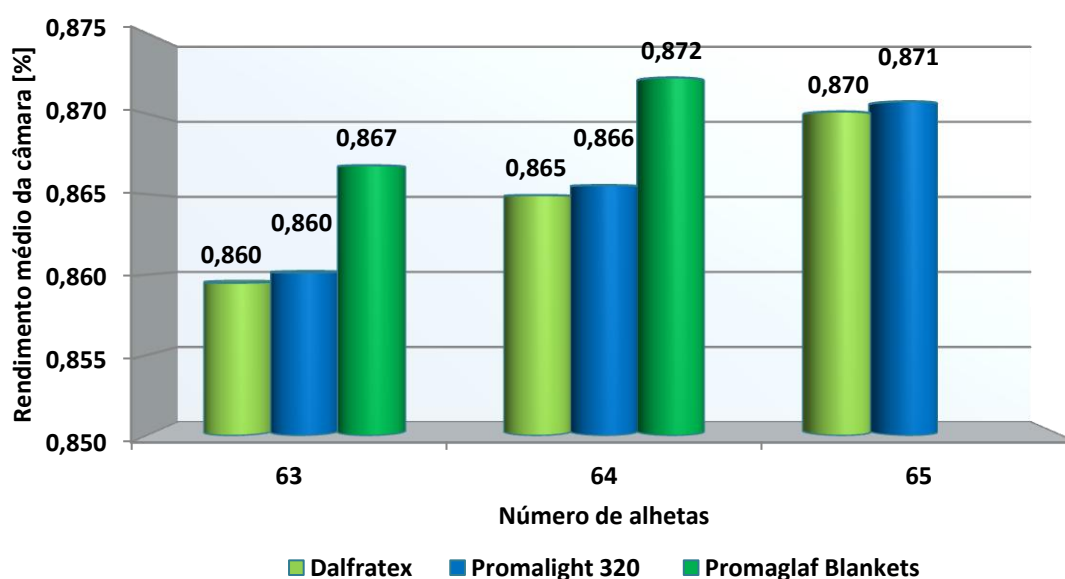


Figura 5.14: Variação do rendimento em função do número de alhetas, proposta saída isolante

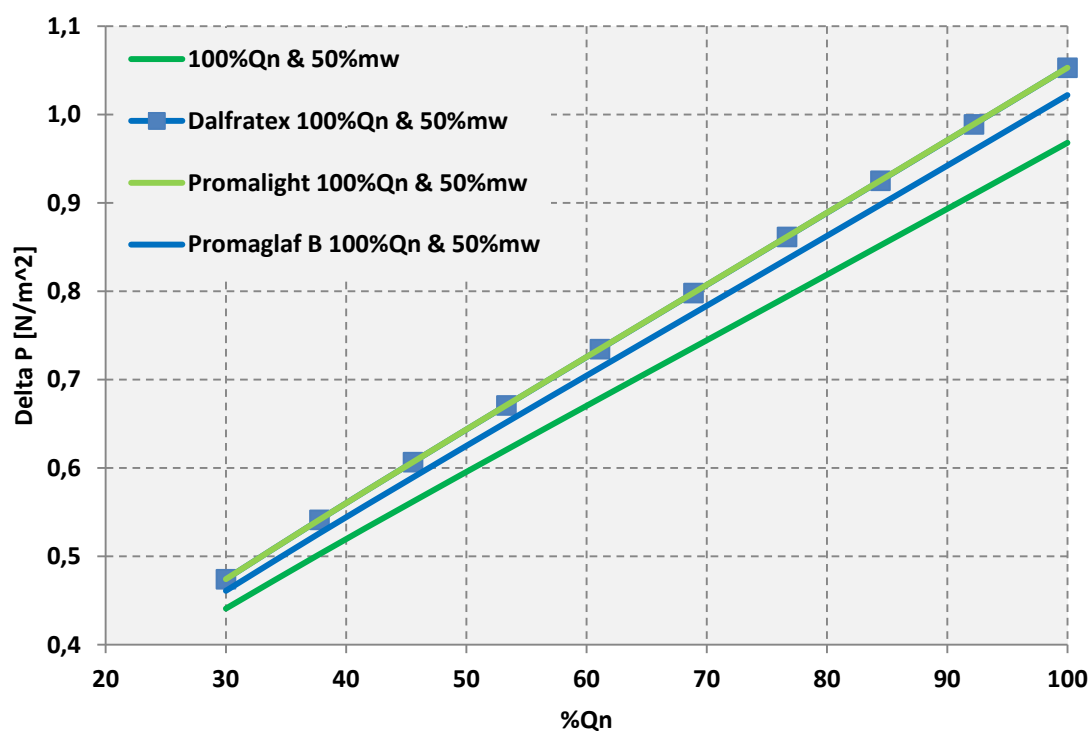


Figura 5.15: Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta saia em isolante

5.2.3.1 Análise de custos da substituição da saia em cobre por um material alternativo

As análises de custos são apresentadas desde a Tabela 5.9 à Tabela 5.11.

Tabela 5.9: Custos relativos à proposta Dalfratex (14)
Isolante Dalfratex

Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição
Saia	Isolante	1362	45111 [€/m³]
	Cobre	43.0	7 [€/kg]
Tubos em U	Cobre	8.10	7 [€/kg]
	Total	1413.1	

Tabela 5.10: Custos relativos à proposta Promalight-320
Isolante Promalight-320

Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição
Saia	Isolante	26.4	3086[€/m³]
	Cobre	42.8	7 [€/kg]
Tubos em U	Cobre	8.10	7 [€/kg]
	Total	75.3	

Tabela 5.11 Custos relativos à proposta Promaglaf B
Isolante Promaglaf B.

Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição
Saia	Isolante	72.6	382 [€/m ³]
64-Alhetas	Cobre	42.1	7 [€/kg]
Tubos em U	Cobre	8.10	7 [€/kg]
	Total	122.8	

Como se verifica, entre isolantes existe uma grande diversidade de preços. A análise revela que:

- Dalfratex acarreta uma despesa extra na ordem dos **1313.1%**;
- Promaligh-320 permite uma redução em **24.7%**;
- Promaglaf B revela um custo extra cerca de **22.8%**.

No subcapítulo que se segue apresenta-se a discussão de resultados, com vista à seleção da melhor alternativa para a atual câmara de combustão utilizada num esquentador WR11-2.

5.3 Seleção da proposta para realização de um protótipo

Foi analisado um conjunto de propostas alternativas às atuais câmaras de combustão utilizadas em esquentadores WR11-2. O objetivo agora é a seleção da alternativa que revelar um maior potencial económico e demonstrar a maior viabilidade térmica, de modo a permitir uma futura aplicação em protótipos funcionais.

Para facilitar a análise é apresentada a Tabela 5.12, que resume alguns dos resultados obtidos para as propostas analisadas.

Tabela 5.12: Resumo das Propostas

Propostas	Nº alhetas extra	Δ Queda Pressão Máx. [Pa]	Δ Custos [%]
NS-20	1	0.034	-4.4
NS-50	2	0.071	-11.2
NS-D	9	0.331	-19.2
Alhetas Alumínio	2	0.116	-20.1
Isolante Dalfratex	2	0.085	+1313.1
Isolante Promaligh-320	2	0.085	-24.7
Isolante Promaglaf B	1	0.053	+22.8

Do conjunto de propostas, a que apresenta uma maior redução percentual nos custos é a aplicação do isolante Promaligh-320, enquanto que a aplicação do isolante Dalfratex corresponde à alteração menos vantajosa.

As restantes, excluindo a utilização do Promaglaf B, representam reduções significativas (acima dos 4.4% relativamente ao custo da câmara de combustão atual) com a proposta das alhetas em alumínio e a proposta NS-D, a destacar-se logo a seguir à do isolante Promaligh-320, por ultrapassarem os 19% na redução de custos.

No que respeita à proposta de substituição do material das alhetas por alumínio é preciso analisar os processos de ligação entre tubo elíptico de cobre e as novas alhetas. O trabalho de

Zhang et. al. (15), permitiu verificar a existência de processos de soldadura capazes de fazer esta ligação, sendo estes cada vez mais comuns devido à constante evolução, fruto das sucessivas aplicações em sistemas de refrigeração, incluindo muitas vezes tubagens de alumínio que ligam a tubagens de cobre. O mesmo trabalho (15) salienta ainda que, de momento, estas ligações possuem limitações, e uma delas é mesmo a geometria das peças a ligar (15). A somar como ponto negativo tem-se a já referida temperatura atingida pelas alhetas de alumínio, que podem ser prejudiciais para a durabilidade da câmara de combustão, e ainda o facto de ser a proposta a apresentar o segundo maior aumento relativo à queda de pressão no permutador. Relativamente à proposta NS-D, não é uma proposta praticável como identificado na Figura 5.8, por conduzir a temperaturas de trabalho da saia demasiado altas. Como mais interessantes, sobram então as alternativas NS-20 e aplicação da proposta Isolante Promalight-320, (exclui-se a proposta NS-50 pelas mesmas razões da proposta NS-D). Devido à vantagem económica que apresenta, a proposta Promalight-320 vai ser a selecionada com vista a um estudo no próximo capítulo, aproximando esta proposta de uma alternativa viável para a construção de um protótipo. No entanto, a proposta NS-20 não deve deixar de ser equacionada caso a alternativa escolhida não demonstre aplicação viável.

6. Industrialização

6.1 Introdução

Este capítulo tem como principal fim aproximar a proposta Promaligth-320, selecionada no capítulo anterior, de um protótipo funcional.

É chegada a altura de avaliar qual a melhor maneira de aplicar o isolante escolhido na câmara de combustão, bem como analisar que alterações iria provocar nas trocas térmicas.

6.2 Aplicação prática

O primeiro tópico a ser decidido deve ser o tipo de estrutura que envolverá o material isolante, bem como o modo de fazer a ligação entre este e o permutador de tubos alhetados. O isolante é rígido e pode ser maquinado, devendo ser instalado numa estrutura de suporte, a qual tem de suportar o material isolante e garantir a estanquicidade aos gases.

A produção de chapa aluminizada foi a alternativa encontrada para fazer a ligação do permutador ao isolante, por ser barata e permitir fazer o suporte através da produção de chapas que possuam umas abas nas extremidades. Para aumentar o tempo de vida da chapa e reduzir a temperatura no exterior vai-se introduzir uma caixa-de-ar entre a chapa e o isolante, devendo a caixa de ar ter cerca de 2 mm de espessura, sendo a chapa sujeita a processos de estampagem de modo a criar prisões de ar e assim diminuir o coeficiente de transferência de calor por convecção.

A chapa aluminizada tem uma espessura standard de 0.8 mm. Outra questão que teve de ser analisada deve-se ao isolante térmico escolhido não poder servir como primeira barreira aos produtos de combustão, principalmente no que concerne às suas características porosas, levando a que se deva considerar outro tipo de isolante, fazendo como que uma sandwich entre eles que fica presa com a utilização de cliques disponíveis pelos fabricantes do isolante. A solução final para a constituição das paredes é representada na Figura 6.1.



Figura 6.1: Constituição final proposta das paredes laterais da saia, proposta final

A espessura do Promaglaf B considerada é de 5 milímetros.

Com a nova constituição da parede o peso da nova câmara de combustão também vai sofrer alterações, e é necessário verificar se a proposta seleccionada vai ter um impacto negativo, aumentando em demasia o atual valor. A Tabela 6.1, apresenta uma comparação entre o peso da presente câmara e o da nova proposta.

Tabela 6.1: Pesos aproximados das Soluções

Constituintes	Material	Peso Câmara atual [kg]	Peso Proposta Final [kg]
Saia	Diferente	0.58	0.87
Alhetas	Cobre	0.93	0.95
Serpentinas	Cobre	0.56	0.19
Tubos em U	Cobre	0.18	0.18
	Total	2.25	2.19

6.3 Análise térmica

Carece agora a proposta de uma análise térmica, com o propósito é identificar/comparar os resultados provocados pelas sucessivas alterações.

Até agora não foi considerado o impacto que a inclusão de alhetas traz ao sistema, mas estas tendem a alterar o perfil de admissão de ar. Como a força para vencer o atrito é a mesma em ambas as aplicações, a perda de carga tende a manter-se constante, no valor calculado para a câmara atual, diminuindo assim a quantidade de ar que é admitido relativamente à quantidade de combustível que é utilizado. A nova curva é calculada através de um processo iterativo, definindo o número de alhetas e variando o λ em função da perda de carga no permutador. A curva final é apresentada na Figura 6.2.

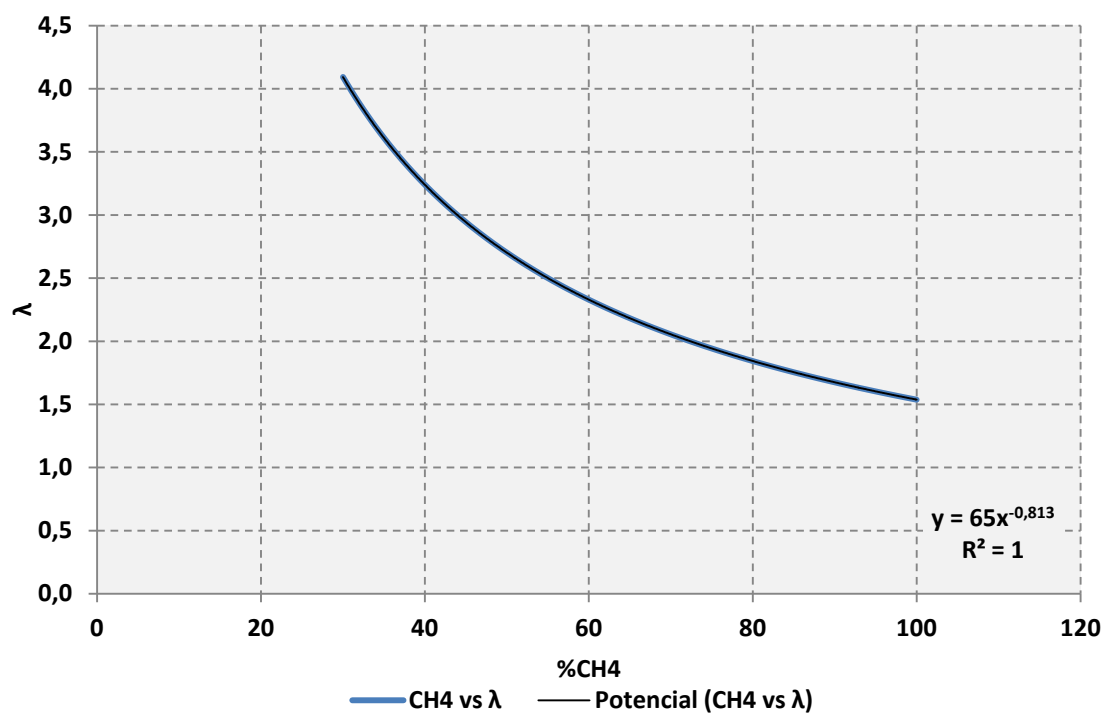
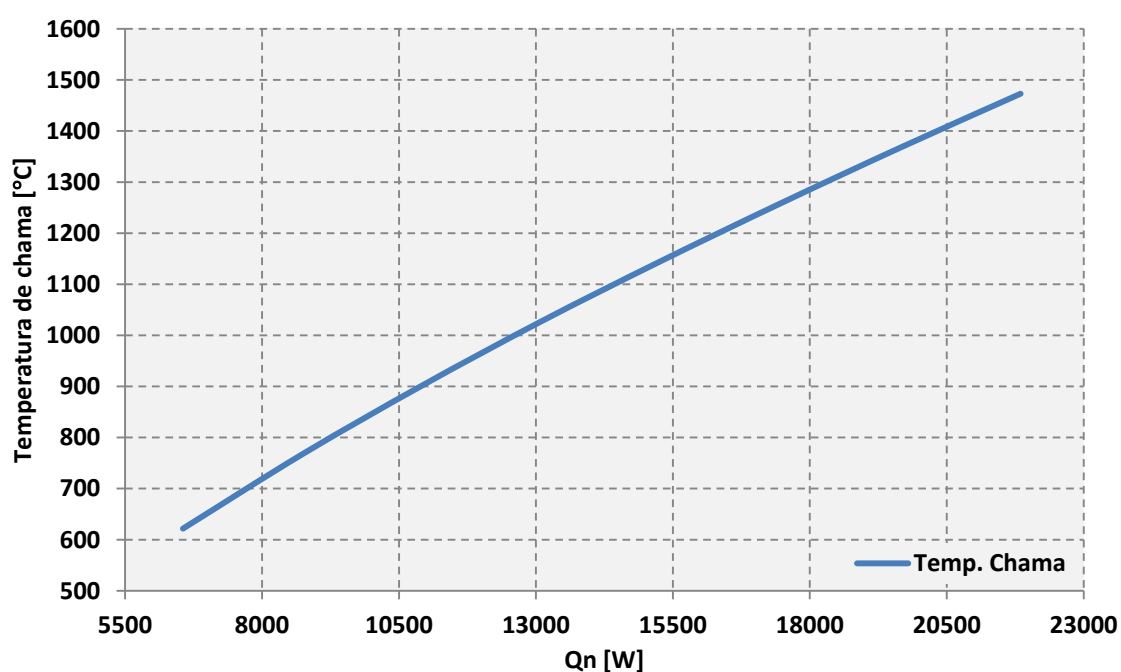


Figura 6.2: Percentagem CH4 vs. excesso de ar, proposta final

Com a nova admissão de ar apenas é necessário o acrescento de uma alheta para manter o rendimento médio igual ao calculado para o permutador atual ($\approx 87.3\%$).

Consumado o processo iterativo, as próximas figuras apresentam os resultados finais relativos à transferência de calor. O anexo A apresenta uma tabela auxiliar com informação extra, à semelhança da Tabela 3.2.

Figura 6.3: Relação $Q_{nominal}$ vs temperatura adiabática de chama, proposta final

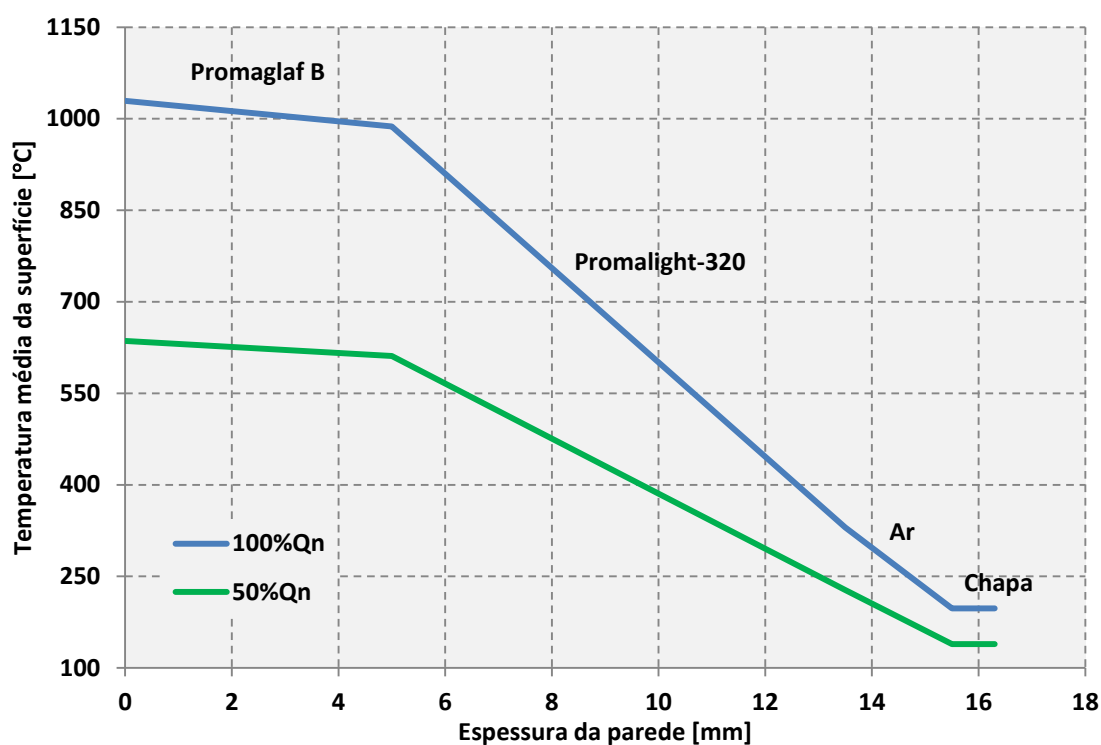


Figura 6.4: Perfil de temperaturas da saia, proposta final

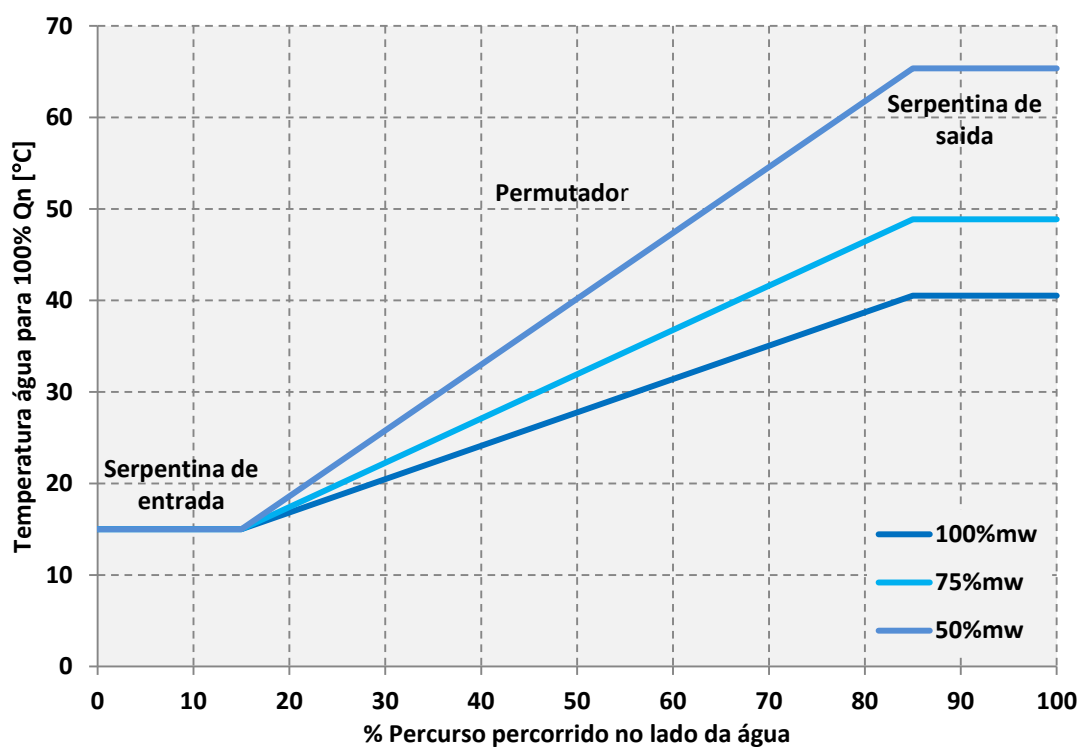


Figura 6.5: Temperatura da água ao longo da câmara de combustão, proposta final

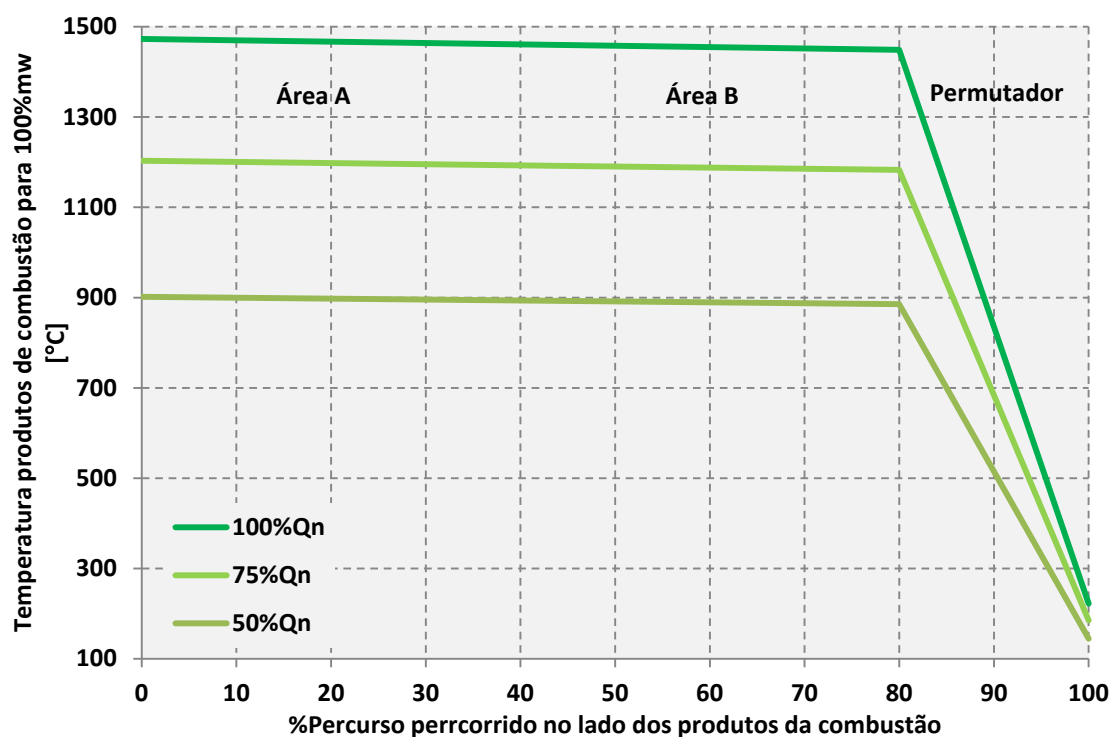


Figura 6.6: Temperatura dos produtos de combustão ao longo da câmara de combustão, proposta final

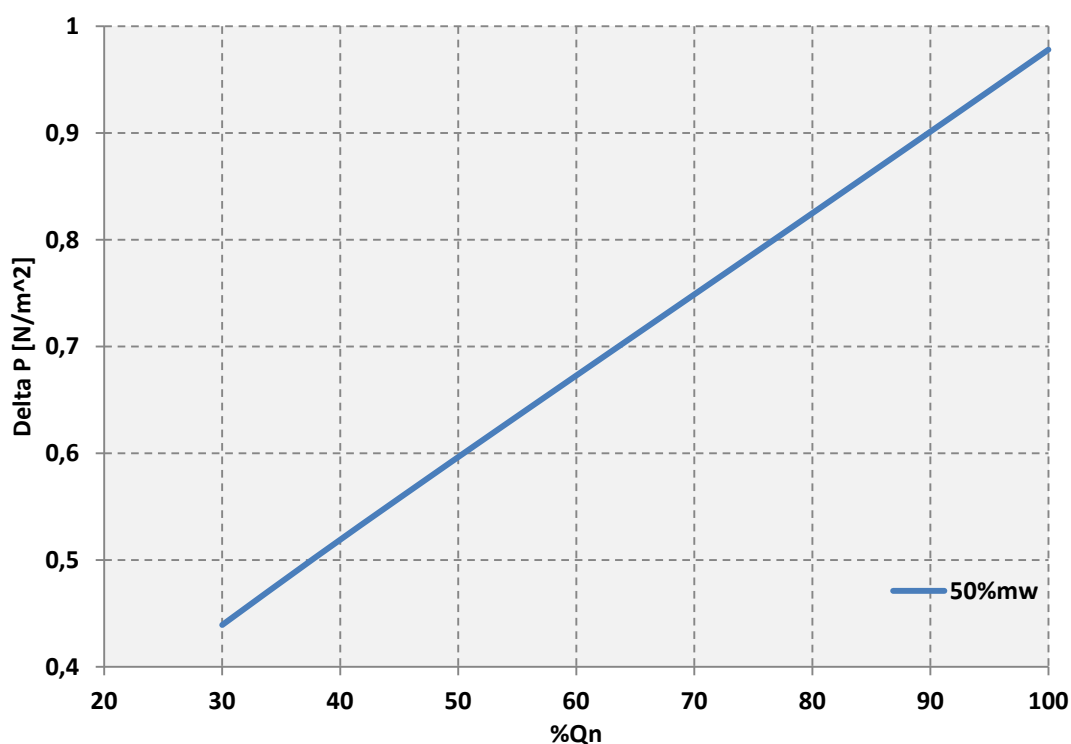


Figura 6.7 Queda da pressão no permutador de tubos alhetados, proposta final

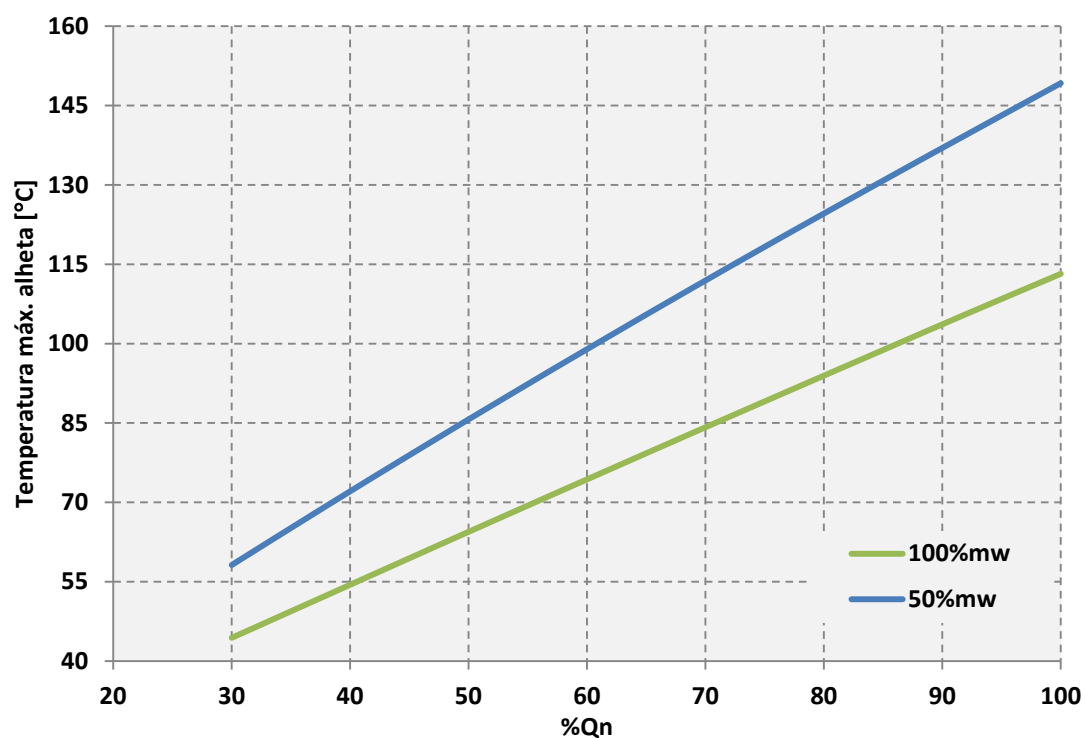


Figura 6.8: Temperaturas máximas nas alhetas em função do Qn, proposta final

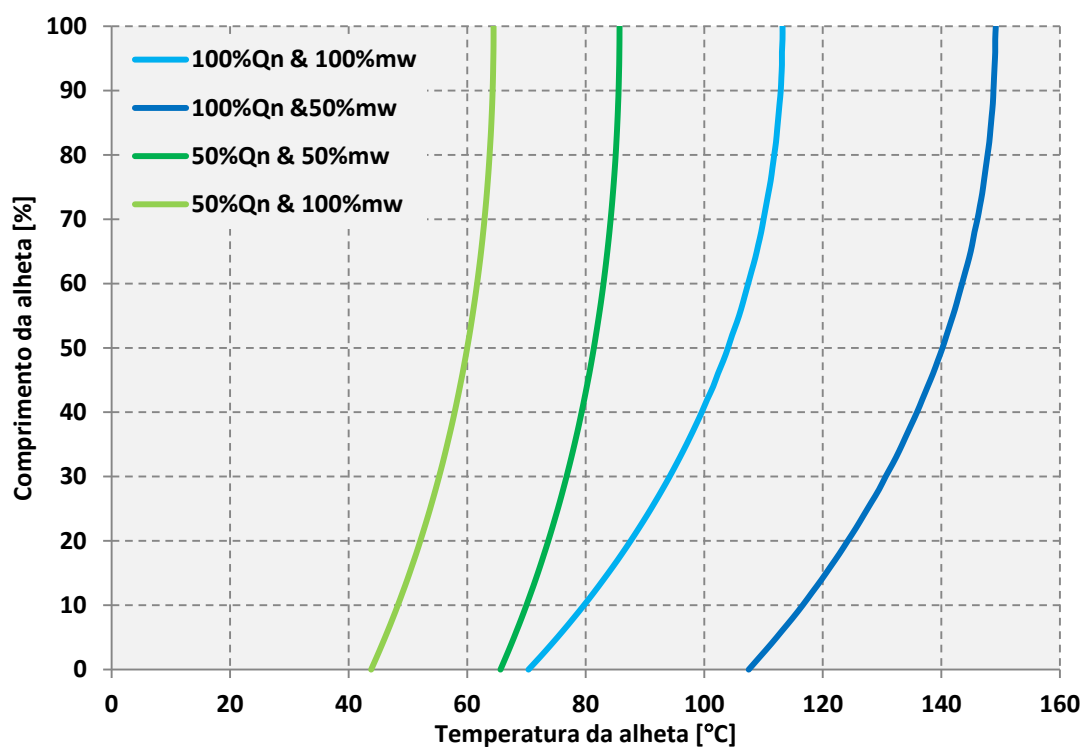


Figura 6.9: Temperatura da alheta em função de %Qn & %mw, proposta final

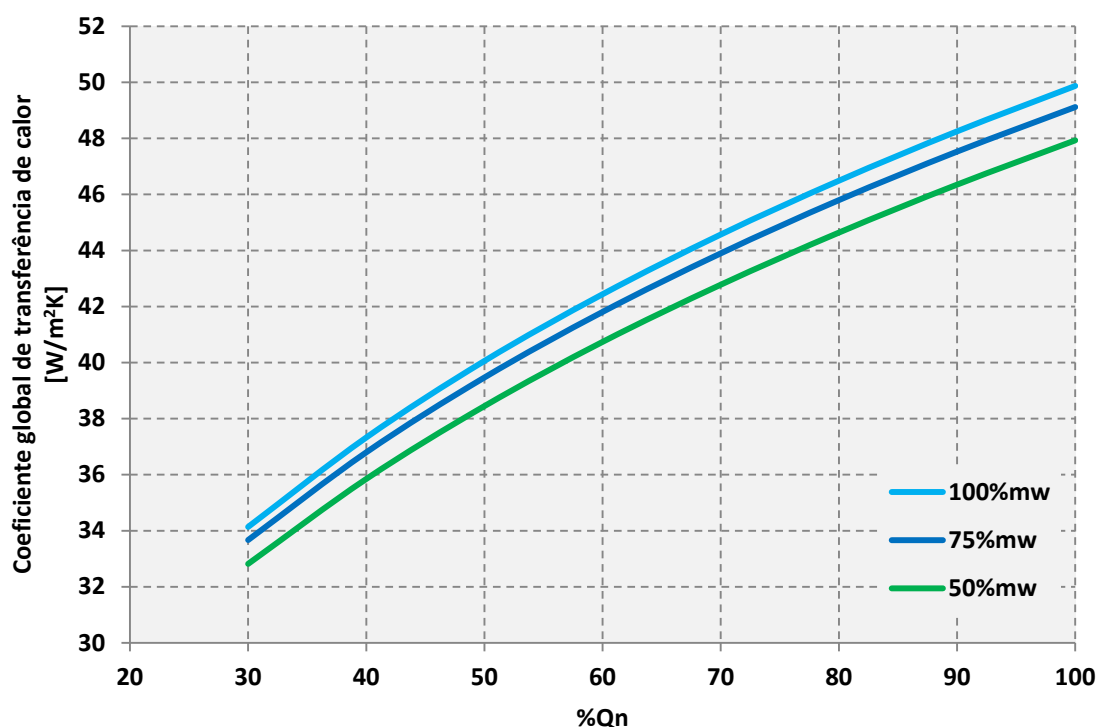


Figura 6.10: Coeficiente global de transferência de calor em função %Qn & %mw, proposta final

Outro parâmetro importante é a emissão de monóxido de carbono pelo aparelho. Este, para poder ser válido, deve respeitar a norma EN: 26 1998, onde as emissões de CO são calculadas da seguinte forma:

$$CO = CO_M(\%) \cdot \frac{CO_{2N}(\%)}{CO_{2M}(\%)} \quad (6.1)$$

O índice M representa os valores medidos experimentalmente e N o valor máximo segundo a norma. Este valor corresponde à percentagem devolvida de dióxido de carbono na equação estequiométrica de combustão, que para o gás natural é de 11.7%. Para poder ser validado o CO assim calculado tem de ser inferior a 0.10%.

Numa pré-análise utiliza-se CO_{2M} igual ao valor máximo devolvido pelo modelo (7.2%) e CO_M aproximado a 0.005%. O resultado obtido é de **0.008%** valor admitido pela norma, e um bom indicador que permitirá passar nos procedimentos experimentais. No entanto, não deve deixar de ser realizado um procedimento experimental verificando as emissões.

6.4 Custos relativos

Devido às alterações sugeridas para ser possível uma aplicação prática da proposta, é necessário refazer os cálculos inerentes aos custos da nova alternativa e verificar se esta ainda representa uma redução de custos relativamente à câmara atualmente em produção.

A Tabela 6.2 apresenta os novos de custos em percentagem.

Tabela 6.2: Custos relativos da proposta final

Proposta Final

Constituintes	Material	Preço [%]	Preço de aquisição
Promaglaf B	Isolante	1.92	382 [€/m ³]
Promalight-320	Isolante	26.4	3086 [€/m ³]
Chapa	Alumínio	8.28	3.5 [€/kg]
64-Alhetas	Cobre	42.1	7 [€/kg]
Serpentinas E/S	Cobre	8.35	7 [€/kg]
Tubos em U	Cobre	8.10	7 [€/kg]
Total		95.15	

A proposta final conseguiu manter um custo abaixo do calculado relativamente à câmara atualmente em produção, na ordem dos **4.85%**.

6.5 Análise dos resultados

A análise realizada neste capítulo teve em vista a aplicação prática da proposta Promalight-320, e segundo os resultados fornecidos pelo modelo é possível alterar a constituição da câmara, mantendo o rendimento térmico constante e reduzindo os custos de aquisição do material em cerca de 4.85%.

Novas temperaturas de superfície são obtidas e apresentadas neste capítulo (Figura 6.4), as quais variam ao longo da espessura da parede, sendo que a aplicação do isolante Promalight-320 resulta na maior queda de temperatura, enquanto a análise de temperatura na chapa provou que esta apenas serve para suportar toda a estrutura.

Relativamente aos outros parâmetros, e começando pela temperatura de chama, esta obteve uma ligeira subida (cerca de 40°C), provocada pela menor admissão de ar no sistema (Figura 6.3). Já a água vai aumentar a sua temperatura apenas no permutador de tubos alhetados, deixando as serpentinas de funcionar como alhetas, absorvendo parte do calor transmitido para a saia, mas sim como tubos que apenas fazem a admissão e a descarga da água (Figura 6.5). No que concerne aos produtos de combustão, estes mantêm uma temperatura quase constante até aos tubos alhetados (Figura 6.6) local onde diminuem bruscamente a sua temperatura para valores semelhante aos da situação atual. Resultante do fenómeno de os produtos de combustão chegarem com uma temperatura superior aos tubos alhetados, as alhetas vão apresentar também um aumento na temperatura média de superfície de cerca de 5°C face ao permutador em produção (Figura 6.8 e Figura 6.9). O coeficiente global de transferência de calor (Figura 6.10) segue o comportamento da anterior análise para o permutador totalmente fabricado em cobre.

O peso da proposta manteve-se praticamente constante, e a nova espessura total da parede da saia passou a ser de 16.3mm.

7.Considerações finais

7.1 Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros

A presente dissertação representa um anteprojeto de uma proposta para uma câmara de combustão de um esquentador WR11-2, visando a redução do uso do cobre.

A proposta surge dando seguimento a projetos internos da Bosch Termotecnologia, tendo em vista uma redução de custos dos aparelhos já em produção. Neste caso, a análise recaiu num aparelho atmosférico gama Compact, com uma potência nominal de 21.8kW e função modulante, e propuseram-se alterações a efetuar na câmara.

Realizando uma avaliação térmica, com algumas aproximações inerentes, elaborou-se um modelo para a simulação dos processos de transferência de calor, de modo a permitir retirar conclusões relativamente às trocas térmicas presentes no esquentador. Para ter confiança nos resultados obtidos estes foram comparados com os de testes experimentais, e revelaram um grau de semelhança alto, assumindo-se como um bom indicador para um conjunto de propostas a apresentar.

As propostas não incidiram sobre a diminuição de espessuras de material, pois a análise teria de recair sobre a resistência ao choque térmico, não sendo este o principal alvo deste anteprojeto. Assim, o conjunto das alterações sugeridas consistiu em:

1. Alteração do percurso da água por redução do comprimento das serpentinas de entrada e de saída;
2. Substituição das alhetas em cobre por alhetas de alumínio;
3. Substituição da saia em cobre por uma saia de material isolante.

Estas propostas revelaram pontos fortes e pontos fracos, e foram comparadas através da viabilidade térmica e dos custos de aquisição dos materiais. Em jeito de resumo, a primeira proposta dividiu-se em três, começando por pequenas reduções nas serpentinas até à sub-proposta que consistiu em analisar o comportamento do permutador com uma ligação direta aos tubos alhetados, não circulando os tubos de água em torno da saia. Os resultados revelaram que apenas existe a possibilidade de executar uma pequena redução do comprimento, não mais que 20 cm em cada uma, pois um encurtamento maior aumentaria em demasia a temperatura da saia, para valores que fazem diminuir a sua resistência à oxidação bem como a resistência ao choque térmico. Ainda assim, uma redução mesmo que pequena, e tendo em

conta os elevados preços do cobre, faz com que exista uma redução de custos superior a 4% do seu preço atual.

Em relação à segunda alternativa analisada, o sugerido foi substituir as alhetas de cobre por alhetas de alumínio. Estas evidenciaram obter um rendimento próximo das alhetas de cobre, o que resultaria numa boa solução económica e numa boa alternativa como pontos negativos, a ligação entre o cobre e o alumínio; apesar de existirem processos capazes de realizar esta ligação, usados em permutadores de calor, ainda são bastantes limitados e os custos são relativamente altos para processos industriais.

Por último, analisaram-se as propostas relativas à aplicação de isolantes térmico, removendo assim a saia e as serpentinas em torno desta. Esta alteração corresponde à alteração mais radical, modificando uma grande parte da câmara em vigor. No entanto, uma pesquisa revelou haver materiais isolantes resistentes a altas temperaturas e maquináveis, que podem nos dias de hoje ser aplicados com relativa facilidade. Os resultados revelaram que estes mantêm os gases a uma temperatura superior antes do permutador do que a câmara atual, e o rendimento médio global da câmara, apesar de descer pode ser compensado pelo aumento do número de alhetas (1 alheta a mais é suficiente). Aliás, todas as propostas, em caso de perda de rendimento, foram analisadas com o aumento do número de alhetas, pois era um requisito imposto quer academicamente quer pela parte da empresa manter o seu atual valor. A aplicação destas propostas depende muito dos custos dos materiais isolantes, e considerando os preços das amostras, verificou-se a possibilidade de existir isolantes como boas alternativas às restantes opções.

Foi então escolhida a hipótese que contempla o uso do isolante Promalight-320. Com muito baixa condutividades térmica, este revelou ser o que menos espessura precisa para baixar a temperatura no exterior do aparelho. Não possuindo só vantagens, como principal contra tem as suas características porosas, que fazem com que o mesmo não possa ser utilizado como a primeira barreira aos produtos de combustão. A solução encontrada foi anexar a este outro isolante por métodos práticos, utilizando clips térmicos e assim fazer uma parede na que além destes dois materiais se juntará uma caixa-de-ar e uma chapa aluminizada.

Calcularam-se os custos, pesos e rendimento e a proposta final revelou uma redução de aproximadamente 5%, com todos os outros parâmetros a respeitarem as características vigentes, cumprindo os principais requisitos de funcionamento, para um aparelho instantâneo de aquecimento de água a gás.

Como passo seguinte surgirá a aplicação da proposta final num aparelho protótipo funcional, que servirá de complemento a esta primeira análise. Fica então à consideração da Bosch a continuidade deste projeto, bem como a aposta em qualquer uma das outras propostas enunciadas no trabalho, que apesar de estarem todas numa fase inicial deixam em aberto caminhos. A sua continuidade depende em muito dos estudos e das evoluções a nível científico que surgiram daqui para a frente, bem como dos futuros interesses da empresa.

A nível pessoal, a participação neste anteprojecto foi muito enriquecedora e a experiência adquirida uma grande mais-valia para o futuro. Contactos com laboratórios modernos e bem equipados, participação em projectos das mais diversas variantes, integração numa equipa de investigadores como a da Bosch Termotecnologia, só podem trazer vantagens para um mundo que se torna cada vez mais vasto e competitivo.

Bibliografia

1. Vulcano. [Online] [Citação: 14 de Fevereiro de 2012.] <http://www.vulcano.pt/>.
2. *Westmetall*. [Online] [Citação: 22 de Março de 2012.] <http://www.westmetall.com>.
3. *London Metal Exchange*. [Online] [Citação: 22 de Março de 2012.] www.lme.com/.
4. H. Arif e K. Yildiz. A review of heat pump water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 1211–1229.
5. 26:1998, Norma EN. Gas-fired instantaneous water heaters for the production of domestic hot water, fitted with atmospheric burners.
6. F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman e A.S. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, sixth ed. s.l. : John Wiley & Sons, Inc, 2007.
7. Y. Zhao, Z. Qi, Q. Wang, J. Chen e J. Shen. Effect of corrosion on performance of fin-and-tube heat exchangers with different fin materials. *Experimental Thermal and Fluid Science* 37 (2012) 98–103.
8. L.A.O. Rocha, F.E.M. Saboya e J.V.C. Vargas. A comparative study of elliptical and circular sections in one and two row tubes and plate fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18 (2), 1997, 247-252.
9. M., Costa e P., Coelho. *Combustão 2ª edição*. s.l. : Edições Orion, 2008.
10. H. C., Hottel. *Radiant-Heat Transmission*, in W.H. McAdams, Ed., *Heat transmission*, 3rd ed., New York : McGraw-Hill, 1954.
11. W.M., Kays e A.L., London. *Compact Heat Exchangers*, third ed. New York : McGraw Hill, 1998.
12. C.-C., Wang, K.-Y., Chi e C., C.-Jung. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43, 2000 2693-2700.
13. A., Sommers, Q., Wang, X., Han, C., Tjoen, Y., Park e A., Jacobi. Ceramics and ceramic matrix composites for heat exchangers in advanced thermal systems -A review. *Applied Thermal Engineering* 30 (11-12), 2010, 1277-1291.
14. *Promat*. [Online] [Citação: 1 de Maio de 2012.] www.promat-international.com.
15. Y. Zhang, L. Han, T. Sun, Q. Li e X. Zhang. Automatic Control System of Copper Pipe and Aluminum Pipe Butt Resistance Welding Machine. *Procedia Engineering* 15, 2011, 617-617

Anexos

Anexo A: Tabela de resultados, proposta final

Variáveis Impostas											
Nome	Valores										Unids
Fracção \dot{m}_w	100	75	50	100	75	50	100	75	50	40	%
Fracção \dot{m}_{CH_4}	100	100	100	75	75	75	50	50	50	30	%
$T_{1,w}$	15										°C
	Variáveis Calculadas										
$T_{A,pc}$	1473	1473	1473	1203	1203	1203	901.9	901.9	901.9	621.6	°C
$T_{B,pc}$	1461	1461	1461	1193	1193	1193	893.5	893.5	893.5	615.2	°C
$T_{sup,A}$	1033	1033	1033	848.3	848.3	848.3	638.6	638.6	638.6	441.6	°C
$T_{sup,B}$	1026	1026	1026	841.5	841.5	841.5	633	633	633	437.3	°C
$T_{ext\ sup,A}$	198	198	198	171.8	171.8	171.8	139.4	139.4	139.4	105.9	°C
$T_{ext\ sup,B}$	197	197	197	170.8	170.8	170.8	138.5	138.5	138.5	105.1	°C
$T_{C,pc}$	1449	1449	1449	1183	1183	1183	885.3	885.3	885.3	609	°C
$T_{D,pc}$	222.2	230.4	244.8	184.9	191.5	203.2	144.4	149.1	157.8	120.4	°C
$T_{saida,w}$	40.53	48.87	65.36	33.95	40.14	52.35	27.44	31.5	39.5	32.88	°C
η_o	92.2	92.2	92.18	92.94	92.93	92.9	93.85	93.84	93.82	94.78	%
Q_n	21.8	21.8	21.8	16.38	16.38	16.38	10.9	10.9	10.9	6.55	kW
$q_{sup,A}$	176.5	176.5	176.5	141.6	141.6	141.6	103.1	103.1	103.1	68.21	W
$q_{sup,B}$	175	175	175	140.3	140.3	140.3	102.1	102.1	102.1	67.47	W
$q_{permutador}$	18.9	18.8	18.7	14.1	14.1	13.9	9.3	9.3	9.2	5,4	kW
$q_{radiação}$	573,8	573,7	573,4	344,8	344,7	344,4	160,2	160,1	159,9	52,12	W
$q_{permutador+radiação}$	19.6	19.5	19.3	14.5	14.5	14.3	9.5	9.4	9.4	5.5	kW
Δ Pressão	0.92	0.943	0.97	0.75	0.76	0.79	0.57	0.58	0.60	0.45	Pa
$\eta_{ocâmara}$	89.5	89.1	88.2	88.6	88.2	87.3	87.2	87.1	86.1	83.6	%